Diss. ETH Nr. 16745

Beiträge zur Durchflussregelung von hochreinen und aggressiven Flüssigkeiten

ABHANDLUNG zur Erlangung des Titels

DOKTOR DER WISSENSCHAFTEN der EIDGENÖSSISCHEN TECHNISCHEN HOCHSCHULE ZÜRICH

vorgelegt von

MARIO HÄFLIGER

Dipl. El.-Ing. ETH geboren am 10. März 1977 von Schenkon LU

Angenommen auf Antrag von

Prof. Dr. J. W. Kolar, Referent Prof. em. Dr. J. Hugel, Korreferent

2006

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Assistent und Doktorand an der Professur für Leistungselektronik und Messtechnik (LEM) der ETH Zürich bei Herrn Prof. Dr. J. W. Kolar, wo ich in der Fachgruppe für Antriebs- und Magnetlagertechnik (AMT) an diversen Projekten im Bereich der Mechatronik arbeitete.

Meinem Doktorvater Herrn Prof. Dr. J. W. Kolar danke ich ganz herzlich für das entgegengebrachte Vertrauen und die Unterstützung meiner Arbeit. Herrn Prof. em. Dr. J. Hugel bin ich sehr dankbar für die freundliche Übernahme des Korreferates.

Meine Dissertation entstand im Rahmen einer Zusammenarbeit mit der Firma *Levitronix*[®] *GmbH* im Technopark in Zürich. Ein besonderer Dank richtet sich an Herrn Dr. J. Hahn, Herrn Dr. N. Barletta und Herrn Dr. R. Schöb für die fachliche Unterstützung und die konstruktiven Gespräche und Anregungen.

Besonderer Dank gilt auch allen Mitdoktoranden und der Firma *Levitronix*[®] *GmbH* für die kollegiale Zusammenarbeit und Unterstützung. Speziell danken möchte ich Herrn Dr. M. Weber und Herrn K. Raggl für die kritische Durchsicht des Manuskripts sowie allen Studenten, die im Rahmen ihrer Semester- und Diplomarbeiten zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben.

Ein ganz spezielles Dankeschön geht an meine Eltern für den grenzenlosen Rückhalt, den sie mir während meiner Ausbildung und während dieser Arbeit gegeben haben.

Zürich, Juli 2006

Mario Häfliger

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	iii
Kurzfassung	xiii
Abstract	XV
1 Einleitung	1
1.1 Durchflussregelung in der Ha	lbleiterindustrie2
1.2 Stand der Technik	
1.2.1 Durchflusssensoren für l	Flüssigkeiten4
1.2.1.1 Schwebekörperdurc	hflussmesser4
1.2.1.2 Turbinendurchfluss	messer5
1.2.1.3 Drosselgeräte	
1.2.1.4 Wirbelzähler	7
1.2.1.5 Thermischer Durch	flussmesser8
1.2.1.6 Ultraschall-Durchfl	ussmesser
1.2.1.7 Coriolis-Massedure	hflussmesser10
1.2.1.8 Schlussfolgerungen	
1.2.2 Ventiltechnik	14
1.2.2.1 Hubventile	
1.2.2.2 Schieber	
1.2.2.3 Membranventile	
1.2.2.4 Hähne	
1.2.2.5 Klappen	
1.2.2.6 Drehkegelventile	
1.2.2.7 Regler ohne Hilfser	nergie
1.2.2.8 Auswahlkriterien	
1.2.3 Stellantriebe	
1.2.3.1 Pneumatische Mem	branantriebe24
1.2.3.2 Pneumatische Kolb	enantriebe25
1.2.3.3 Elektrische Stellant	riebe25

1.2.3.4 Hydraulische Stellantriebe	26
1.2.3.5 Stellkräfte und Stellgeschwindigkeiten	26
1.2.3.6 Stellungsregler	27
1.2.4 Bestehende Regelsysteme	27
1.2.4.1 Schlauchpumpe	28
1.2.4.2 Durchflussregelung mittels geschlossenem Regelkreis	29
1.3 Aufgabenstellung	32
1.4 Aufbau der Arbeit	34
2 Konzeptstudien	35
2.1 Hochintegrierte Variante	35
2.1.1 Messkonzept	36
2.1.2 Regelkonzept	38
2.1.3 Bauform	40
2.1.3.1 Anforderungen an Regler für kleine Durchflussraten	40
2.1.3.2 Realisierung	41
2.1.4 Ansteuerungselektronik	42
2.2 Separierte Variante	43
2.2.1 Regelkonzept	43
2.2.1.1 Hydraulischer Teil	43
2.2.1.2 Antrieb	50
2.2.2 Bauform	51
2.2.3 Ansteuerungselektronik	53
2.3 Digitale Durchflussregelung	53
2.3.1 Regelkonzept	54
2.3.2 Bauform	55
2.3.3 Ansteuerungselektronik	57
3 Hochintegrierte Durchflussregelung	59
3.1 Wirkende Kräfte am Durchflussregler	59
3.2 Fluiddynamische Untersuchungen	61

3.2.1 Einführung	61
3.2.1.1 Laminare Strömung	61
3.2.1.2 Turbulente Strömungen	62
3.2.1.3 Grenzschichten	63
3.2.1.4 Reynoldszahl	64
3.2.1.5 Kalibrierung einer Messdüse	66
3.2.2 Strömungsberechnungen am Durchflussregler	68
3.2.2.1 Laminares Modell	68
3.2.2.2 Turbulentes Modell	76
3.2.3 Fluiddynamische Simulationen	78
3.3 Elektromagnetische Kräfte	79
3.3.1 Kraftbildung	79
3.3.2 Magnetfeldsimulationen	82
3.3.2.1 Untersuchungen mit einem axial magnetisierten Stabmagneten	83
3.3.2.2 Untersuchungen mit zwei axial gegenpolarisiert	
gerichteten Stabmagneten	
3.3.3 Fazit	
3.3.4 Wicklung	88
3.3.4.1 Füllfaktor	88
3.3.4.2 Elektrisches Ersatzschaltbild	90
3.3.4.3 Durchflutung	90
3.3.4.4 Ohmscher Widerstand	90
3.3.4.5 Induktivität und Dynamik	91
3.3.4.6 Drahtwahl	91
3.4 Thermische Betrachtungen	92
3.4.1 Thermisches Modell	92
3.4.2 Thermische Limiten	94
3.5 Materialwahl für aggressive Medien	94
3.6 Elektronisches System	96
3.6.1 Regelstruktur	96
3.6.2 Elektronik	100

3.6.2.1 Schnittstellen	101
3.6.2.2 Stromsteller	101
3.6.3 Software-Konzept	102
3.6.3.1 Digitale Echtzeit-Regelung	102
3.6.3.2 Durchflussberechnung	103
3.6.3.3 Monitor	103
3.6.4 Positionserfassung	104
3.6.4.1 Aufbau der Positionssensorik	104
3.6.4.2 Einfluss des Spulenfeldes auf die Positionierung	107
3.6.4.3 Genauigkeit der Positionsmessung	108
3.7 Signalverarbeitung	108
3.7.1 Durchflussberechnungsverfahren	108
3.7.1.1 PQR-Durchflussberechnung	108
3.7.1.2 3D-Durchflussberechnung	
3.7.1.3 Aufteilen des Positionsbereichs	115
3.7.1.4 Eingesetzte Berechnungsverfahren	116
3.7.2 Durchflussregelung	117
4 Separierte Durchflussregelung	119
4.1 Wirkende Kräfte am Aktor	119
4.2 Fluiddynamische Untersuchung des Aktors	121
4.3 Elektromagnetische Kräfte	123
4.3.1 Wachstumsgesetze	123
	123
4.3.2 Kraftbildung	
4.3.2 Kraftbildung4.3.3 Auslegung des Antriebs	123 124 124
 4.3.2 Kraftbildung 4.3.3 Auslegung des Antriebs 4.3.3.1 Mittlere Antriebskraft F_m 	123 124 124 125
4.3.2 Kraftbildung.4.3.3 Auslegung des Antriebs4.3.3.1 Mittlere Antriebskraft F_m 4.3.3.2 Volumenbezogene Kraftdichte F^*	123 124 124 125 125
4.3.2 Kraftbildung.4.3.3 Auslegung des Antriebs4.3.3.1 Mittlere Antriebskraft F_m 4.3.3.2 Volumenbezogene Kraftdichte F^* 4.3.3.3 Güte	123 124 124 125 125 126
 4.3.2 Kraftbildung 4.3.3 Auslegung des Antriebs	
 4.3.2 Kraftbildung 4.3.3 Auslegung des Antriebs	123 124 124 125 125 126 126

4.3.4.2 Vergleich zwei Magnete / zwei Spulen –	127
4 3 4 3 Optimierung des Antriebs	127
4.2.5 Positionssonsorik	127
	132
4.4 Thermische Betrachtungen des Aktors	133
4.4.1 Theoretische Grundlagen	134
4.4.1.1 Wärmeleitung	134
4.4.1.2 Konvektion	135
4.4.1.3 Wärmestrahlung	135
4.4.2 Verluste	136
4.4.2.1 Wirbelstromverluste P_{Vwi}	136
4.4.2.2 Hystereseverluste P_{Vhy}	136
4.4.2.3 Reibungsverluste P_{VR}	137
4.4.2.4 Kupferverluste $P_{V\Omega}$	137
4.4.2.5 Gesamtverluste	137
4.4.3 Thermisches Verhalten des Aktors ohne Kühlkörper	138
4.4.3.1 Untersuchungen ohne Kühlmethoden	138
4.4.3.2 Kühlmethoden	139
4.4.3.3 Fazit	141
4.4.4 Thermisches Verhalten des Aktors mit Kühlkörper	141
4.4.4.1 Variieren der Finnenzahl	141
4.4.4.2 Variieren der Finnenlänge	142
4.4.4.3 Fazit	143
4.4.5 Einfluss der aufzubringenden Kraft auf die Erwärmung	146
4.4.5.1 Zusammenhang zwischen Kraft und Erwärmung	146
4.4.5.2 Fazit	146
4.4.6 Thermisches Ersatzmodell	147
4.4.6.1 Allgemeines	148
4.4.6.2 Ersatzmodell	150
4.4.6.3 Ungenauigkeiten im Ersatzmodell	152
4.4.6.4 Fazit	154
4.5 Materialwahl für aggressive Medien	155
4.6 Evaluation einsetzbarer Sensor-Komponenten	157

5 Digitale Durchflussregelung	161
5.1 Wirkende Drücke	161
5.2 Mathematische Modellbildung	162
5.2.1 Herleitung	162
5.2.2 Berechnung der totalen Durchflussrate Q	164
5.2.3 Einfluss einer Last	165
5.2.4 Berechnung des Arbeitspunktes	165
5.2.5 Diskretisierung des Regelsystems	165
5.3 Regelstruktur ohne Pumpe im System	166
5.4 Regelstruktur mit Pumpe im System	167
5.5 Materialwahl für aggressive Medien	168
6 Realisierung von Prototypen	171
6.1 Hochintegrierte Variante	171
6.1.1 Funktionsmuster für hohe Durchflussraten	171
6.1.2 Funktionsmuster für niedrige Durchflussraten	173
6.2 Separierte Variante	174
6.2.1 Erstes Funktionsmuster	175
6.2.2 Kompaktes Funktionsmuster	176
6.2.3 Intelligentes Funktionsmuster mit Schliessfunktion	179
6.3 Gesamtsystem – Prototyp	181
6.4 Digitale Variante	185
7 Messaufbau und Resultate	187
7.1 Hochintegrierte Variante	187
7.1.1 Der Aufbau eines Durchflussregler-Prüfstandes	187
7.1.2 Messungen und Resultate zur hochintegrierten Durchflussregelung	189
7.2 Separierte Variante	194

7.2.1 Der Aufbau eines Druckregler-Prüfstandes	4
7.2.2 Messungen und Resultate zur separierten Durchflussregelung19	5
7.2.2.1 Erstes Funktionsmuster	5
7.2.2.2 Kompaktes Funktionsmuster	7
7.2.2.3 Intelligentes Funktionsmuster mit Schliessfunktion20	1
7.3 Gesamtsystem – Prototyp	0
7.4 Digitale Variante	2
7.4.1 Der Aufbau eines Prüfstandes zur digitalen Durchflussregelung	2
7.4.2 Messungen und Resultate zur digitalen Durchflussregelung21	4
7.4.2.1 Durchflussregelung ohne Einbezug der Pumpe	4
7.4.2.2 Durchflussregelung mit Einbezug der Pumpe21	8
8 Zusammenfassung und Ausblick22	1
8.1 Zusammenfassung und Ergebnisse der Arbeit	1
8.2 Ausblick	3
Symbolverzeichnis22	5
Formelzeichen	5
Abkürzungen	1
Indizes	2
Konventionen	2
Abbildungsverzeichnis23	3
Tabellenverzeichnis 23	9
Literaturverzeichnis24	1
Lebenslauf	5

Kurzfassung

Durch den stetigen Trend zur Miniaturisierung integrierter Schaltungen werden in der Halbleiterfertigung immer höhere Anforderungen an die Prozessgrössenbestimmung sowie deren Regelung gestellt. Der zunehmende Bedarf an genauen Durchflussmessern und präzisen, hochdynamischen Aktoren verlangt nach neuen Mess- und Regelkonzepten.

Mechatronische Ansätze – zum Beispiel die Verwendung von Direktantrieben – eröffnen in diesem Anwendungsgebiet neue Perspektiven. Die Möglichkeit der hochdynamischen und exakten Positions- sowie Kraftregelung erlaubt die Realisierung neuer Durchfluss-Regelsysteme.

In der vorliegenden Arbeit werden drei neue mechatronische Konzepte zur Durchflussregelung untersucht, wobei Hauptaugenmerk auf die Aktorkomponente gelegt wird. Neben einer separierten Variante (Sensor und Aktor getrennt) wird auch das Konzept einer hochintegrierten Variante bestehend aus Sensor und Aktor in einem Element betrachtet. Diese Variante basiert auf der Technologie eines Durchflussmessers, welche in einer früheren Dissertation erarbeitet wurde. Das dritte Konzept behandelt die digitale Durchflussregelung. Hierbei wird die Prozessflüssigkeit durch mehrere zuschaltbare Durchflusszweige geführt.

Aufbauend auf den erarbeiteten Konzepten erfolgt die detaillierte Analyse. Jedem untersuchten Konzept ist hierbei ein eigenes Kapitel gewidmet. Neben fluiddynamischen und elektromagnetischen Betrachtungen werden auch thermische und materialwissenschaftliche Aspekte behandelt. Bei der hochintegrierten Variante wird das erarbeitete Softwarekonzept ausführlich diskutiert. Die separierte Variante wird mit Hilfe der Wachstumsgesetze bezüglich volumenspezifischer Güte optimiert. Die Untersuchungen zur digitalen Variante der Durchflussregelung umfassen sowohl den ausschliesslich ventilgeregelten Betrieb als auch das Gesamtsystem mit drehzahlregelbarer Pumpe und Absperrventilen.

Die Berechnungen basieren sowohl auf analytischen als auch auf numerischen (FEM) Ansätzen.

Die Machbarkeit und Leistungsfähigkeit der erarbeiteten Varianten zur Durchflussregelung wird abschliessend an Laborversuchsresultaten gezeigt.

Abstract

Due to the continuous trend to miniaturize integrated circuits, increasing demands are made on the determination and regulation of process parameters in semiconductor production. The increasing demand for accurate flow meters and precise, highly dynamic actuators requires new concepts of measuring and control.

Mechatronical approaches – as the use of direct drives – open up new vistas in this area of application. The feasibility of highly dynamic and accurate control of position and force enables the realization of new flow control systems.

In this work, three new mechatronical concepts of flow control are investigated, where the main focus is put on the actuator. In addition to a highly integrated (1) version containing sensor and actuator in one unit, a discrete type (2) is introduced, where sensor and actuator are separated. The integrated type is based on the technology of a flow meter which was developed earlier. The third concept is concerned with digital flow control. Here, the process fluid is carried through several switchable flow braces.

Based on the concepts lined out above, a detailed analysis is carried out. A separate chapter is dedicated to each of the investigated concepts. In addition to fluiddynamic and electromagnetic considerations, also thermal and materials scientific aspects are discussed. The software concept elaborated for the highly integrated version is discussed in detail. The discrete type is optimized with regard to the volume specific performance factor with the aid of growth laws. The investigations concerning the digital variant of flow control include both the solely valve-controlled mode and the complete system with an RPM-regulated pump and shut-off valves.

The calculations are based both on analytical an on numeric (FEM) approaches.

The feasibility and performance of the elaborated versions of flow control is verified by various experiments each involving one of the realized proto-types.

1 Einleitung

Durchflussregelungen werden in diversen Prozessen eingesetzt: Nebst der Lebensmittelindustrie, chemischen Industrie, Wasserversorgung usw. stellt die Halbleiterindustrie ein wichtiges Anwendungsgebiet dar. Der stetige Trend zur Miniaturisierung integrierter Halbleiterschaltungen stellt immer höhere Anforderungen an die Prozessgrössenbestimmung sowie deren Regelung. Der zunehmende Bedarf an genaueren Durchflussmessern und präzisen, hochdynamischen Aktoren verlangt nach neuen Mess- und Regelkonzepten. Die vorliegende Arbeit konzentriert sich auf die Regelung von hochreinen und aggressiven Flüssigkeiten in der Halbleiterindustrie, ist aber grundsätzlich auf andere Anwendungsgebiete übertragbar.

Die in der Halbleiterfertigung verwendeten Konzepte zur Durchflussregelung sind vielfältig. Sowohl für die Erfassung der Durchflussrate als auch für die Realisierung der Aktorfunktion stehen verschiedene Technologien zur Verfügung. Nur durch die geschickte Kombination dieser beiden Elemente zusammen mit einem geeigneten Kontrollsystem kann den Anforderungen der Halbleiterindustrie genügt werden.

Neben der chemischen Beständigkeit, Genauigkeit, Totraumfreiheit und geringen Partikelgenerierung werden an die Aktorkomponente insbesondere auch Ansprüche bezüglich hoher Dynamik und grossem Stellbereich gestellt. Heute werden in der Halbleiterindustrie am sogenannten *Point-of-use* vorwiegend Schlauchpumpen eingesetzt. Eine weitere Variante ist die Durchflussregelung mittels Spindelantrieb. In speziellen *Tools* finden Membran-Druckregler Anwendung zur Durchflussregelung. Die heutigen Methoden erfüllen die gestellten Anforderungen nur teilweise. Verbesserungspotential besteht unter anderem in der Dynamik, der Genauigkeit und im Wartungsintervall. Zudem sind heutige Durchflussregelgeräte extrem teuer.

Mechatronische Konzepte – zum Beispiel die Verwendung von Direktantrieben – eröffnen diesem Anwendungsgebiet neue Perspektiven. Die Möglichkeit der hochdynamischen und exakten Positions- sowie Kraftregelung erlaubt die Realisierung neuer Durchfluss-Regelsysteme.

In der vorliegenden Arbeit werden verschiedene mechatronische Konzepte zur Durchflussregelung untersucht, wobei Hauptaugenmerk auf die Aktorkomponente gelegt wird. Neben einer separierten Variante (Sensor und Aktor getrennt) wird auch das Konzept einer hochintegrierten Variante bestehend aus Sensor und Aktor in einem Element betrachtet. Diese Variante basiert auf der Technologie des Durchflussmessers, welche in der Dissertation von Schrag ([Schr/04]) erarbeitet wurde. Die Hauptbestandteile sind im Wesentlichen ein Schwebekörper, welcher mit einem axial polarisierten Permanentmagneten bestückt ist, und ein Messrohr mit Spule. Das Sensorprinzip und die darauf aufbauende Durchflussregelung werden in dieser Arbeit diskutiert.

Ausgehend von einem Überblick über die Anforderungen an Durchfluss-Regelsysteme in der Halbleiterfertigung sowie dem Stand der Technik, wird im Folgenden die Motivation für neue Konzepte zur Durchflussregelung abgeleitet.

1.1 Durchflussregelung in der Halbleiterindustrie

Die Anforderungen an die Durchflussregelgeräte in der Halbleiterindustrie sind komplex. Nachfolgend werden wesentliche Kriterien zur Durchflussregelung hochreiner und aggressiver Flüssigkeiten aufgeführt und diskutiert.

Chemische Beständigkeit Die in den Nass-Prozessen eingesetzten Flüssigkeiten setzen sich aus Säuren, Basen, Oxidations- und Lösungsmitteln zusammen. Medienberührende Teile des Regelgerätes dürfen keinesfalls von diesen Chemikalien angegriffen werden.

Genauigkeit (hohe Auflösung und hohe Reproduzierbarkeit) Genauigkeit und Reproduzierbarkeit von Durchflussregelgeräten hängen vom verwendeten Durchflussmesser ab. Eine sorgfältige Sensorwahl ist Grundvoraussetzung für ein zuverlässiges Regelgerät. Insbesondere interessant sind medienunabhängige Durchflussmesser.

Hohe Dynamik Die Dynamik eines Durchflussregelgerätes ist sowohl von der Dynamik des Sensorsignales, als auch von der Aktordynamik abhängig. Für die Gewährleistung optimaler Prozessbedingungen ist eine hohe Dynamik erforderlich.

Weiter Eingangsdruckbereich In den Versorgungsleitungen der Halbleiterfertigung herrschen typischerweise Drücke im Bereich von 1 - 5 bar. Bei speziellen Prozessen beträgt der maximale Eingangsdruck häufig rund 2 bar. Um eine hohe Flexibilität in der Anwendung zu erzielen, sollte ein Durchflussregelgerät folglich für einen weiten Eingangsdruckbereich ausgelegt sein.

Grosser Stellbereich Die unterschiedlichen Prozesse in der Halbleiterfertigung erfordern verschiedene Durchflussraten und Drücke am *Point-of-use*. Um diesen Anforderungen zu genügen, muss ein Durchflussregelgerät über einen grossen Stellbereich verfügen.

Totraumfreiheit Einige Chemikalien, insbesondere die für den *CMP*¹-Prozess verwendeten *Slurries*, tendieren aufgrund der in der Flüssigkeit enthaltenen Feststoffpartikel zur Agglomeration. Durch vorhandene Toträume wird diese Tendenz begünstigt. Sowohl der Durchflussmesser als auch der Aktor müssen daher möglichst totraumfrei sein.

Geringe Partikelgenerierung Vom Durchflussregelgerät dürfen keine Partikel an die Flüssigkeit abgegeben werden (weniger als ein Partikel kleiner als 0.1 µm pro ml Flüssigkeit).

Kompakte Bauform Reinräume beanspruchen wegen ihrer Grösse einen hohen Aufwand für den Unterhalt. Komponenten für den Einsatz in der Halbleiterfertigung müssen folglich möglichst kompakt realisiert werden.

Wartungsarm Produktionsausfälle sind in der Halbleiterfertigung mit hohen Kosten verbunden. Daher müssen alle Betriebsmittel sehr wartungsarm sein und bei kleinstmöglichem Produktionsausfall ausgewechselt werden können.

1.2 Stand der Technik

Das Angebot an Durchflussmessern und Aktorkomponenten für die Halbleiterindustrie ist vielfältig. Die Wahl einer geeigneten Sensortechnologie sowie der passenden Aktorik hängt im Wesentlichen von den Prozessbedingungen ab.

In diesem Unterkapitel werden die verschiedenen Prinzipien der Durchflussmessung vorgestellt. Anschliessend erfolgt ein Einblick in die aktuelle Ventiltechnik mit den entsprechenden Ansteuerungskonzepten. Durchfluss-

¹ Chemical Mechanical Polishing

regelgeräte, welche derzeit auf dem Markt sind, werden diskutiert, und die Motivation für neue Ansätze zur Durchflussregelung hergeleitet.

1.2.1 Durchflusssensoren für Flüssigkeiten

1.2.1.1 Schwebekörperdurchflussmesser

Der Schwebekörperdurchflussmesser (Bild 1.1) besteht aus einem vertikalen, konusförmigen Messrohr, in welchem ein Körper durch die von unten wirkende Strömung zum Schweben gebracht wird. Die dabei wirkende Kraft des fliessenden Mediums ist abhängig von dessen Dichte, Viskosität und Fliessgeschwindigkeit. Je grösser der Durchfluss und damit die Strömungskraft sind, desto weiter wird der Schwebekörper im Messkonus nach oben getrieben. Der ringförmige Spalt zwischen Messrohrwand und Schwebekörper erweitert sich solange, bis die auf den Schwebekörper wirkenden Kräfte im Gleichgewicht sind und der Schwebezustand erreicht ist.

$$F_W = c_W \cdot A_S \cdot \frac{\rho_M \cdot v^2}{2} \tag{1.1}$$

$$F_G = g \cdot (\rho_S - \rho_M) \cdot V_S \tag{1.2}$$

Durch Gleichsetzen der Gleichungen (1.1) und (1.2) ergibt sich die Durchflussgeschwindigkeit v der Flüssigkeit zu:



Bild 1.1: Schwebekörperdurchflussmesser

Der Volumendurchfluss Q_{ν} berechnet sich wie folgt:

$$Q_{v} = v \cdot A_{R} = v \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_{K}^{2} - D_{S}^{2}).$$
 (1.4)

Durch Einsetzen von Gleichung (1.3) in Gleichung (1.4) ergibt sich:

$$Q_{\nu} = \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot (\rho_{S} - \rho_{M}) \cdot V_{S}}{c_{W} \cdot A_{S} \cdot \rho_{M}}} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_{K}^{2} - D_{S}^{2}). \qquad (1.5)$$

Die Position des Schwebekörpers wird magnetisch oder induktiv erfasst und in ein elektrisches Ausgangssignal umgeformt. Dieses ist in der Regel nicht linear zur Durchflussrate und abhängig von Dichte, Viskosität und Fliessgeschwindigkeit. Die Beständigkeit gegenüber aggressiven Medien hängt von der Beschichtung des Schwebekörpers ab. Bei nicht genügender Beschichtung kann der Schwebekörper durch Diffusion aggressiver Moleküle angegriffen werden.

1.2.1.2 Turbinendurchflussmesser

Bei Turbinendurchflussmessern (Bild 1.2) versetzt die in der Strömung vorhandene Fliessenergie ein drehbar gelagertes Turbinenrad in Rotation. Die Drehzahl ist unter bestimmten Bedingungen direkt proportional zum Volumenstrom. Die Rotorgeschwindigkeit wird je nach Bauart mechanisch oder induktiv erfasst und in das entsprechende durchfluss- oder volumenproportionale Messsignal umgeformt.



Bild 1.2: Turbinendurchflussmesser

Für die Rotationsfrequenz des Turbinenrades gilt:

 $f_r \sim Q_v \,. \tag{1.6}$

Die hydraulischen Verluste sind nicht zu vernachlässigen. Sie führen zu einer Abhängigkeit der Messung sowohl von der Viskosität, als auch vom Messbereich. Die fluidgeschmierten Gleitlager des Turbinenrades beschränken den Einsatzbereich, da sich nicht alle Medien als Schmiermittel eignen. Der in den Gleitlagern entstehende mechanische Abrieb führt zur Partikelabgabe an die Flüssigkeit.

1.2.1.3 Drosselgeräte

Bei diesem Messprinzip wird der Rohrquerschnitt eingeschnürt (Bild 1.3). Nach der Bernoullischen Gleichung erfährt die durchströmende Flüssigkeit in der Rohreinschnürung eine Geschwindigkeitszunahme von v_1 auf v_2 . Dadurch nimmt der dynamische Druck p_{dyn} zu und der statische Druck p_{stat} entsprechend ab. Die Absenkung des statischen Druckes bezeichnet man als "Wirkdruck" oder "Differenzdruck" Δp . Es gilt:

$$\Delta p = p_{stat1} - p_{stat2} \,. \tag{1.7}$$

Dieser von der Fliessgeschwindigkeit abhängige Wirkdruck ist somit ein direktes Mass für den Durchfluss in der Rohrleitung:

$$Q_{\nu} = \alpha \cdot A_2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} . \tag{1.8}$$

Die Druckdifferenz wird mittels Drucksensoren vor und nach der Rohreinschnürung gemessen und über einen Wirkdruck-Messumformer in das entsprechende Ausgangssignal umgewandelt.



Bild 1.3: Prinzip von Drosselgeräten

Die mangelhafte Langzeitstabilität der Drucksensoren führt zu einem Driften des Sensorsignales, wodurch ein regelmässiges Rekalibrieren der Wirkdrucksensoren erforderlich wird. Bedingt durch die dünne Teflonmembran, die den Sensor vom Medium trennt, ergeben sich kurze Diffusionszeiten. Die chemische Beständigkeit des Durchflussmessers wird dadurch reduziert.

1.2.1.4 Wirbelzähler

In einer Strömung bilden sich nach Hindernissen Wirbel aus (Bild 1.4). Die Frequenz der Wirbelablösung ist proportional zur mittleren Fliessgeschwindigkeit und somit auch zum Volumendurchfluss. *Strouhal* (1878) und *Theodor von Kármán* (1912) befassten sich wissenschaftlich mit diesen Wirbeln. Die in diesem Zusammenhang verwendete dimensionslose Strömungskennzahl (*St*) heisst *Strouhalzahl*. Sie beschreibt die Beziehung zwischen der Wirbelablösefrequenz *f*, dem Durchmesser d_{sk} des Staukörpers und der Strömungsgeschwindigkeit *v*:

$$St = \frac{f \cdot d_{sk}}{v} \,. \tag{1.9}$$

Das frequenzvariante Signal der Wirbelablösung wird über einen Sensor abgegriffen und in elektronischer Form aufbereitet. Dabei kommen unterschiedliche Sensortypen zum Einsatz, z.B. kapazitive, piezoresistive, mechanische, Ultraschall-, Thermistor-, Druck- oder Dehnmessstreifen-Sensoren. Wirbelzähler sind weitgehend unabhängig gegenüber Druck-, Temperatur- und Viskositätsänderungen und weisen eine hohe Langzeitstabilität auf. Pulsierende Durchflüsse und Drallströmungen beeinflussen allerdings die Messgenauigkeit. Bei geringen Durchflussgeschwindigkeiten sowie hochviskosen Flüssigkeiten können Wirbelzähler nicht eingesetzt werden.

$$Q_v \longrightarrow d_{sk} \longrightarrow 0 \longrightarrow 0$$

Bild 1.4: Wirbelzähler mit Ultraschallsensor

1.2.1.5 Thermischer Durchflussmesser

Zur Bestimmung des Massedurchflusses existieren mehrere thermische Messprinzipien. In Bild 1.5 ist ein gängiges Verfahren dargestellt. Hierbei wird die Flüssigkeitstemperatur beim Eintritt gemessen. Durch eine definierte Leistung wird die Flüssigkeit aufgeheizt und die Austrittstemperatur bestimmt. Aufgrund von Temperaturdifferenz ΔT , Heizleistung P_{heiz} und spezifischer Wärmekapazität c_P kann gemäss Gleichung (1.10)der Massedurchfluss bestimmt werden.

$$Q_m = \frac{P_{heiz}}{K_{th} \cdot c_P \cdot \Delta T} \tag{1.10}$$

Die Konstante K_{th} beinhaltet sowohl die Leitfähigkeit als auch die Viskosität. Thermische Durchflussmesser sind in der Halbleiterfertigung wenig verbreitet.



Bild 1.5: Thermischer Durchflussmesser

1.2.1.6 Ultraschall-Durchflussmesser

Bei Ultraschall-Durchflussmessern wird der Volumenstrom mittels hochfrequenter Schallwellen bestimmt. Es werden grundsätzlich zwei Messverfahren unterschieden:

Doppler-Verfahren

Das Doppler-Verfahren zur Durchflussbestimmung basiert auf dem "Doppler-Effekt". Dieses Messprinzip funktioniert nur bei inhomogenen oder verunreinigten Medien, welche Ultraschallwellen reflektieren können. DopplerMessgeräte benötigen einen Aktor und einen Sensor. Der Aktor sendet Ultraschallwellen mit einer festen Frequenz in das zu messende Medium hinein, während der Sensor die an den Partikeln oder Gasblasen reflektierenden Schallwellen empfängt. Je nach Partikelgeschwindigkeit wird die Frequenz der reflektierten Schallwellen verändert. Die Grösse dieser Frequenz- oder Dopplerverschiebung ist proportional zur Fliessgeschwindigkeit der transportierten Partikel oder Gasblasen und damit auch proportional zur Durchflussgeschwindigkeit des Mediums. Dabei wird allerdings vorausgesetzt, dass die Geschwindigkeit der Partikel oder Gasblasen mit der Strömungsgeschwindigkeit identisch ist.

Laufzeitdifferenz-Verfahren

Dieses Messverfahren beruht auf der Tatsache, dass die Ausbreitungsgeschwindigkeit von Ultraschallwellen in einem Medium (Flüssigkeit) von dessen Fliessgeschwindigkeit direkt beeinflusst wird. Die beiden Ultraschallapparate A und B senden und empfangen gleichzeitig Ultraschallimpulse (Bild 1.6). Bei "Nulldurchfluss" empfangen beide Sensoren die ausgesandten Ultraschallimpulse zur selben Zeit, d.h. ohne Laufzeitdifferenz. Bei fliessendem Medium hingegen benötigen die Ultraschallwellen unterschiedliche (strömungsbedingte) Laufzeiten, bis sie jeweils das andere Sensorgerät erreichen. Diese gemessene Laufzeitdifferenz ist – bei bekanntem Sensorabstand – direkt proportional zur Fliessgeschwindigkeit. Beide Ultraschallgeräte sind an einen Messumformer angeschlossen, der einerseits die Ultraschallaussendung anregt und andererseits die Laufzeitdifferenz misst.

$$Q_{\nu} = K_{ul} \cdot \frac{t_1 - t_2}{t_1 \cdot t_2}$$
(1.11)

- t_1 Laufzeit t_1 (mit dem Flüssigkeitsstrom)
- t_2 Laufzeit t_2 (gegen den Flüssigkeitsstrom)
- K_{ul} Konstante K_{ul} = f (Länge des akustischen Pfades, Verhältnis zwischen radialem und axialem Sensorabstand, Geschwindigkeitsverteilung (Strömungsprofil), Querschnittsfläche)



Bild 1.6: Ultraschall-Durchflussmessung

Ultraschalldurchflussmesser sind stark vom Strömungsprofil abhängig. Das Messprinzip ist bei homogenen Medien unabhängig von den physikalischen Messstoffeigenschaften. Das Laufzeitdifferenz-Verfahren eignet sich nicht bei inhomogenen Messflüssigkeiten.

1.2.1.7 Coriolis-Massedurchflussmesser

Das Coriolis-Messprinzip (Bild 1.7) macht sich einen physikalischen Effekt zunutze, der nach dem französischen Physiker und Mathematiker *Gaspar Gustave de Coriolis* (1792-1843) benannt ist. Die Corioliskraft tritt immer dann in Erscheinung, wenn eine geradlinige Bewegung von einem rotierenden System beurteilt wird. Mathematisch formuliert ist die Corioliskraft F_c proportional zur bewegten Masse \dot{m} , zur Drehgeschwindigkeit ω und zur Radialgeschwindigkeit v_r im rotierenden System:

$$F_c = 2 \cdot \dot{m} \cdot \omega \cdot v_r \,. \tag{1.12}$$

Die Drehbewegung wird bei einem Massedurchfluss-Messgerät nach dem Coriolis-Prinzip dadurch erzeugt, indem das Messrohr in seiner Resonanzfrequenz zur Schwingung gebracht wird. Sobald sich die Dichte des Messstoffes und damit die Masse des schwingenden Systems (Messrohr und Messstoff) ändern, regelt sich die Erregerfrequenz automatisch nach (adaptive Regelung). Die Arbeitsfrequenz ist somit eine Funktion der Messstoffdichte, die damit auch als Messgrösse zur Verfügung steht.

• Bei Nulldurchfluss, d.h. bei Stillstand des Messstoffes fehlt die geradlinige Bewegung. Es treten keine Corioliskräfte auf. Bei Massedurchfluss überlagert sich die Schwingbewegung (=Drehbewegung) des Messrohres mit der geradlinigen Bewegung des fliessenden Messstoffes. Durch die auftretenden Corioliskräfte beginnt das Messrohr nun zu "schlingern". Ein- und auslaufseitig angebrachte Sensoren (A und B) registrieren die zeitliche Differenz dieser Rohrschwingung – die sogenannte Phasenverschiebung Δφ. Je grösser der Massedurchfluss ist, desto grösser ist auch diese Phasenverschiebung. Δφ ist direkt proportional zur Masse des Messstoffes und zur Fliessgeschwindigkeit v und damit zum Massedurchfluss.

Coriolis-Massedurchflussmesser weisen eine sehr hohe Messgenauigkeit auf, zudem sind sie unabhängig von Dichte, Viskosität und Strömungsprofil des Messstoffes. Dieses Messverfahren ist allerdings momentan auf dem Markt das teuerste, und wird für aggressive Flüssigkeiten erst vereinzelt eingesetzt [Broo/02, Endr/03].



Bild 1.7: Prinzip des Coriolis-Massedurchflussmessers

1.2.1.8 Schlussfolgerungen

In der Halbleiterfertigung werden verschiedene Prinzipien zur Durchflussmessung eingesetzt. Die Eigenschaften der verwendeten Sensortechnologien sind in Tabelle 1.1 aufgelistet.

Sensorprinzip	Genauigkeit	min. Fluss [ml/min]	Preis [USD]	Reinheit	Resistenz	Viskosität	Dichte
Schwebekörper	5% MB	20	1500	_		_	_
Turbine	2 – 3% MB	15	1000		+	_	_
Wirkdruck	1 – 5% MB	50	2200	+		-	_
Wirbelzähler	2% MB	500	1000	+	+	+ ^a	+
Thermisch	3% MB	10		+	Ι		_
Ultraschall	1% MW	50	2000	+	+	+	+
Coriolis	0.2% MW	20	b	+	+	++	++

Tabelle 1.1: Eigenschaften von hochreinen Durchflussmessern in der Halbleiterindustrie [Sund/01, NT/05, Male/05, Futu/04, McMi/04, Broo/02]

^a Einsatz bis zu einer Viskosität von 4 mPas

^b In der Halbleiterindustrie noch wenig verbreitet

Die Messgenauigkeit wird entweder in Prozent des Messbereiches (MB) oder in Prozent des Messwertes (MW) angegeben. Die minimale messbare Durchflussrate hängt vom verwendeten Prinzip ab, wobei insbesondere der Wirbelzähler aufgrund der zu geringen Wirbelbildung für kleine Durchflussraten nicht geeignet ist. Die Kosten von Messgeräten für die Halbleiterfertigung sind infolge der speziellen Anforderungen grundsätzlich höher als in anderen Bereichen. Durchflussmesser nach dem Coriolis-Prinzip sind mit Abstand die teuersten. Reinheit bedeutet eine möglichst geringe Partikelabgabe an die Flüssigkeit, wobei Schwebekörper- und Turbinendurchflussmesser mit den beweglichen Teilen eine höhere Partikelgenerierung aufweisen als Sensorprinzipien ohne bewegliche Teile. Die Medienresistenz ist bei dünner Fluorkunststoffbeschichtung durch Diffusionsprozesse aggressiver Moleküle gefährdet [Stol/00]. Insbesondere dünnbeschichtete Schwebekörper- und thermische Durchflussmesser sowie Wirkdruckmesser mit dünnen Teflonmembranen sind nur bedingt resistent. Verdunstungsprozesse führen bei nicht hermetischen Prozessen zu Viskositätsänderungen und folglich bei viskositätsabhängigen Durchflussmessern zu Messfehlern. Wirbelzähler, Ultraschall- und Coriolis-Durchflussmesser sind weitgehend viskositätsunabhängig, wobei Wirbelzähler prinzipbedingt nur bis zu Viskositäten von 4 mPas eingesetzt werden können. In den meisten Prozessen der Halbleiterfertigung ändert sich die Dichte der Prozessflüssigkeit kaum, daher stellt die Dichteabhängigkeit des Durchflussmessers kein entscheidendes Kriterium dar. Die geringste Dichteabhängigkeit besitzt der Coriolis-Durchflussmesser.

Kriterien zur Wahl eines geeigneten Durchflussmessers

Die spezifischen Eigenschaften einer Flüssigkeit beeinflussen die Eignung der Durchflussmesstechnologie massgebend. Wenn ein Durchflussmesser für verschiedene Flüssigkeiten eingesetzt werden soll, muss die Flüssigkeitsabhängigkeit entsprechend gering sein. Ebenso dürfen Verdunstungsprozesse bei nicht hermetischen Prozessen die Durchflussmessung nicht verfälschen. Wenn der Druck oder die Temperatur im Prozess stetigen Veränderungen unterworfen ist, wird die Wahl des geeigneten Durchflussmessers eingeschränkt. Folgende Eigenschaften können die Eignung eines Durchflussmessers beeinflussen:

Flüssigkeitsspezifische Eigenschaften:

- Dichte
- Viskosität
- Wärmekapazität

Prozessspezifische Eigenschaften:

- Druck
- Temperatur

1.2.2 Ventiltechnik

Für Stellaufgaben in der Verfahrens- und Prozesstechnik bevorzugt man klassische Armaturen wie Ventile, Klappen und Hähne, welche als Stellglieder auf die Stoff- und Energieströme einwirken, sie drosseln oder ganz absperren. Die Begriffe *Stellventil* und *Stellgerät* werden heute sehr häufig gleichbedeutend verwendet, obwohl der Begriff der Stellgeräte umfassender ist und auch Regler ohne Hilfsenergie und Stellmaschinen enthält (Bild 1.8). Im Folgenden werden die verschiedenen Stellventil-Konzepte sowie Regler ohne Hilfsenergie vorgestellt.



Bild 1.8: Stellgeräte und Stellventile im Überblick

Stellventile sind bedeutende Bauelemente der Anlagen- und Versorgungstechnik und unterliegen den Konstruktions- und Betriebsvorschriften für Druckbehälter und Rohrleitungen. Sie werden vornehmlich zur Regelung von Durchflüssen, Drücken und Temperaturen eingesetzt und kommen in diversen Anlagen mit den verschiedensten Stoffen in Berührung, wie zum Beispiel mit aggressiven Flüssigkeiten, Gasen und Dämpfen bei unterschiedlichsten Betriebszuständen. Die speziellen Anforderungen der Halbleiterindustrie, insbesondere auch an Stellventile, sind in Unterkapitel 1.1 erläutert. Die folgenden Untersuchungen beschränken sich auf die Druck- und Durchflussregelung von hochreinen und aggressiven Flüssigkeiten.

1.2.2.1 Hubventile

Das Hubventil ist aufgrund seiner universellen Einsatzfähigkeit weit verbreitet. Dies gilt besonders für kontinuierliches Stellen. Für Absperraufgaben ist es wegen des relativ grossen Widerstandes in der Offenstellung und seiner nur bedingten Dichtheit weniger gut geeignet. In Hubventilen wird der Durchfluss durch den Hub eines Ventilkegels relativ zu einem feststehenden Sitz variiert. Das kontinuierliche Stellen ist sowohl bei kleinsten (<1 ml/min) als auch bei grossen (>100 l/min) Durchflussraten möglich. Hubventile werden in aller Regel gegen ihre Schliessrichtung vom Betriebsstoff angeströmt. Die Schliessrichtung ergibt sich aus der Fahrt des Kegels in den Ventilsitz. Bei Umkehr der Strömung, also in Richtung des in den Sitz fahrenden Kegels, treten im Bereich der Schliessstellung grosse Kräfte auf, die den Kegel geradezu in den Sitz drücken. Eine Regelung wäre in diesem Hubbereich nicht möglich. Für besonders aggressive Medien, beispielsweise starke Säuren und Laugen, stellen hochwertige metallische Gehäusewerkstoffe mit Sonderlegierung eine sehr teure Lösung dar. Hier bewähren sich Fluorkunststoffe wie PTFE oder PFA zur Auskleidung. Die Wanddicke der Auskleidung steht in direktem Zusammenhang mit typischen Diffusionszeiten.

1.2.2.2 Schieber

In Automatisierungssysteme integrierbare Schieber (Bild 1.9) werden eher selten eingesetzt, insbesondere wenn von reinen Absperraufgaben abgesehen wird. Die meisten Gleitschieber sind keine Keil- oder Plattenschieber herkömmlicher Bauart, sondern werden von den Herstellern als Gleitschieberventile bezeichnet. Zwei aufeinander gleitende und gegeneinander dichtende Schlitzscheiben werden durch pneumatische oder elektrische Stellantriebe gestellt und verändern so den Öffnungsquerschnitt. Dabei drückt der Betriebsstoff die bewegliche Scheibe an die feststehende. Solche Ventilbauformen zeichnen sich durch ihre kurze Einbaulänge und die hohe Dichtigkeit aus. Für heikle Anwendungen in der Halbleiterfertigung sind Schieber nicht geeignet, da sie durch Reibung eine zu hohe Partikelgenerierung aufweisen und die Agglomeration von Nanopartikeln in *Slurries* fördern.



Bild 1.9: Gleitschieber

1.2.2.3 Membranventile

Für feststoffhaltige, breiige Flüssigkeiten oder solche, die zum Verkrusten neigen, werden Schlauch- und Membranventile empfohlen. Für heikle Flüssigkeiten in der Halbleiterfertigung, insbesondere auch Slurries, eignen sich Membranventile aufgrund der vergleichsweise geringen darin auftretenden Schubspannungen. Die totraumfreie Durchflussregelung wird durch eine mit dem Stellantrieb gekoppelte Ventilmembran erzielt. Die Flüssigkeit kommt nur mit der Membran und dem unteren Ventilkörper in Berührung. Für aggressive Flüssigkeiten eignen sich Ventilkörper aus Fluorkunststoffen wie PTFE oder PFA. Die Ventilmembran wird meist aus PTFE gefertigt. Die technischen Daten des Ventils ergeben sich aus den Eigenschaften der Membran. Hier sind insbesondere die eingeschränkten Druck- und Temperaturbereiche (max. 16 bar, 150 °C) zu nennen, wobei der Druckbereich die Anforderungen der Halbleiterindustrie ausreichend erfüllt. Kritische Anwendungsgebiete sind Hochtemperaturprozesse, bei welchen die Flüssigkeitstemperatur über 150 °C erreichen kann. Der Anwender muss beim Einsatz von Membranventilen nichtlineare Ventilkennlinien in Kauf nehmen.

1.2.2.4 Hähne

Hähne (Bild 1.10) sind wegen ihrer guten Dichtheit und der geringen erforderlichen Stellenergie besonders für Absperraufgaben geeignet. Zum kontinuierlichen Regeln werden Sonderformen von Küken- und Kugelhähnen eingesetzt, welche mit mehrfach durchbohrten Widerstandskörpern versehen sind. Der Drehwinkel des Kükens – resp. der Kugel – bestimmt den Durchfluss über die zwischen Gehäuse und Strömungskanal freigegebene Fläche. Meist finden sich bei Kugelhähnen kugelförmige, bei Kükenhähnen zylindrische oder konische Widerstandskörper.



Bild 1.10: Querschnitt eines Kugelhahnes

In der Halbleiterfertigung finden Hähne vorwiegend für Absperraufgaben Verwendung. Medienberührende Teile werden entweder aus Fluorkunststoff hergestellt, oder zumindest mit Fluorkunststoff ausgekleidet.

1.2.2.5 Klappen

Die Klappe (Bild 1.11) gehört zu den Regel- bzw. Absperrventilen, welche eine Veränderung und Absperrung des Durchflusses durch eine Scheibe, die normalerweise um ihre Achse schwenkt, bewirkt. Klappen verwendet man, wenn grosse Volumenströme bei kleinen Differenzdrücken geregelt werden müssen.



Bild 1.11: Stellklappe

Klappen zum kontinuierlichen Stellen nutzen meist nur einen eingeschränkten Öffnungsbereich aus, der zwischen 0° und 60° bis 90° (abhängig vom Klappenprofil) liegt, typisch für Regelklappen sind Nennstellwinkel von ca. 70°. Klappen können in ausgekleideter Form für aggressive Flüssigkeiten eingesetzt werden. Grosse Volumenströme bei kleinen Differenzdrücken sind in der Halbleiterfertigung selten, dementsprechend sind Klappen in diesem Bereich wenig verbreitet.

1.2.2.6 Drehkegelventile

Drehkegelventile sind zum kontinuierlichen Stellen mittlerer bis grosser Durchflüsse geeignet. Im Vergleich zu grossen Stellventilen gleicher Nennweite zeichnen sich Drehkegelventile durch relativ geringe Antriebskräfte aus. Das totraumfreie Gehäuse und der einfache, robuste Aufbau sind weitere Vorteile. Der Ventilkegel ist meist exzentrisch an die Welle gesetzt und in einem Winkelbereich zwischen 0° und 70° bis 90° schwenkbar. Durch die exzentrische Lagerung des Kegels wird ein reibungsfreies Öffnen und Schliessen des Ventils erreicht. Das Ventil öffnet nicht schlagartig, so dass auch bei kleinen Öffnungswinkeln ein stabiles Regelverhalten gegeben ist. Da sich Drehkegelventile für kleine Durchflüsse nicht eignen, werden sie im Halbleiterbereich selten eingesetzt.

1.2.2.7 Regler ohne Hilfsenergie

Die Regelung einer Prozessgrösse erfordert drei wesentliche Funktionseinheiten:

- Messeinrichtung (Sensor)
- Regler
- Stelleinrichtung (Aktor)

Zumeist werden diese Regelkreiskomponenten als eigenständige Geräte ausgeführt, die mit Hilfsenergie versorgt werden müssen. Für einfache Druck-, Durchfluss-, Differenzdruck- oder Temperaturregelungen ist solch eine Instrumentierung häufig zu aufwändig und aus betriebswirtschaftlicher Sicht zu kostspielig. Hier bietet sich der Einsatz von **R**eglern **o**hne **H**ilfsenergie an, die häufig als *ROH* bezeichnet werden. *ROH* übernehmen alle zur Regelung erforderlichen Aufgaben. Sie integrieren den Messaufnehmer, den Regler und auch das Stellglied in ein System. Die Zusammenschaltung dieser Komponenten führt zu sehr robusten und preiswerten Geräten. *ROH* eignen sich immer dann, wenn geringe Abweichungen der Regelgrösse vom eingestellten Sollwert akzeptabel sind und wenn der Sollwert über lange Zeit – oft während der gesamten Nutzungsdauer – konstant bleibt.

Funktionsprinzip



Bild 1.12: Energieversorgung von Regeleinrichtungen

Um Arbeit verrichten zu können, ist stets Energie erforderlich. Beim *ROH* wird diese Energie dem Medium entnommen, dessen Zustand geregelt werden soll. Mit Hilfe des Mediumdruckes oder unter Ausnutzung thermischer Stoffeigenschaften baut die Stelleinrichtung des *ROH* einen Stelldruck auf, der an einer Antriebsmembran oder einem sogenannten Arbeitskörper die erforderlichen Stellkräfte erzeugt. Die genaue Funktionsweise wird anhand des Druckminderers in Kapitel 2 erläutert.

1.2.2.8 Auswahlkriterien

In diesem Abschnitt werden die für die Auswahl eines Stellventils massgebenden Bewertungskriterien unter Berücksichtigung der spezifischen Anforderungen der Halbleiterindustrie vergleichend behandelt. Eine Entscheidungstabelle soll schliesslich diese Kriterien den Ventilbauformen gegenüberstellen.

k_V-Wert und Stellverhältnis

Aus regelungstechnischen Gründen müssen die meisten Ventile auch bei voller Öffnung einen Strömungswiderstand aufweisen, der wesentlich höher liegt als der von Rohrstücken gleicher Nennweite und Baulänge. Dieser Widerstand ist massgebend für die Ventilwahl. Anstelle des Strömungswiderstandes eines Stellventils wird jedoch ein Durchfluss in Form des Koeffizienten k_V angegeben, der auch häufig k_V -Wert genannt wird. Er ist hubabhängig und entspricht dem Volumenstrom (in m³/h) von Wasser (5 bis 30 °C) durch das Ventil bei einem Druckabfall von 1 bar. Der dem Nennhub zugeordnete k_V -Wert wird als k_{VS} -Wert bezeichnet, der kleinste, noch die Kennlinientoleranz einhaltende als k_{VR} -Wert. Das Verhältnis von k_{VS} - zu k_{VR} -Wert ist das nutzbare Stellverhältnis. Es liegt in der Grössenordnung von 50:1 für Hubventile, während Klappen und Drehkegelventile Werte von 100:1 und grösser besitzen können. In angloamerikanischen Ländern wird statt des k_V -Werts der c_V -Wert benutzt. Der c_V -Wert gibt den Durchfluss in US-Gallonen pro Minute bei einem Druckabfall von 1 psi ($\approx 0,069$ bar) an. Für die Umrechnung der beiden Zahlenwerte gilt:

$$\frac{k_V}{c_V} = 0,865.$$
 (1.13)

Berechnung des erforderlichen k_V -Wertes

Ein Stellventil muss so ausgelegt sein, dass es bei den vorherrschenden Betriebsbedingungen den maximalen Durchfluss problemlos regeln kann. Der k_V -Wert muss für jeden Betriebszustand berechnet werden, typischerweise Werte für den üblichen, den maximalen und den minimal zu regelnden Durchfluss. Für die Auswahl ist es üblich, als k_{VS} -Wert den grössten errechneten k_V -Wert mit einem Sicherheitszuschlag von 30 % anzunehmen. Für die Berechnung eines k_V -Wertes können Formeltabellen verwendet werden. Bei inkompressiblen Medien (Flüssigkeiten) enthalten die Formeln Korrekturfaktoren für folgende Einflüsse:

• Rohreinzüge und -erweiterungen ("Anpassungsstücke" vor und hinter dem Ventil
- Druckrückgewinn
- Zähigkeit des Betriebsstoffes und Art der Strömung (laminar/turbulent)
- evtl. auftretende Durchflussbegrenzung

Der k_V -Wert für Flüssigkeiten wird nach Gleichung (1.15) berechnet. Die Dichte ρ_I der Flüssigkeit wird mit der Dichte von Wasser ($\rho_0 = 1000 \text{ kg/m}^3$) normiert. Für die Berechnung müssen der Durchfluss Q in der Einheit m³/h und der Differenzdruck Δp in bar eingesetzt werden. Die Gleichung enthält zwei Korrekturterme: den *Rohrleitungsgeometriefaktor* f_{rohr} und den *Reynoldszahlfaktor* f_{rey} . Das Verhältnis von Trägheits- zu Zähigkeitskräften im Öffnungsquerschnitt des Ventils ist die Reynoldszahl, welche in Abschnitt 3.2.1.4 ausführlich behandelt wird. Der *Reynoldszahlfaktor* f_{rey} berücksichtigt den Strömungszustand im Stellorgan. Insbesondere bei Flüssigkeitsregelungen mit kleinen Reynoldszahlen (hochviskoser Betriebsstoff, geringer Differenzdruck, sehr niedriger Durchflusskoeffizient oder Kombination davon) schlägt dieser Faktor zu Buche.

Inkompressible Medien (Flüssigkeiten)

ohne Durchflussbegrenzung: $\Delta p < f_{d,rück}^2 \cdot (p_1 - p_V)$ (1.14)

$$k_{v} = \frac{Q}{f_{rohr} \cdot f_{rey}} \cdot \sqrt{\frac{\rho_{1}}{\rho_{0}} \cdot \frac{1}{\Delta p}}$$
(1.15)

mit Durchflussbegrenzung: $\Delta p \ge f_{d,rück}^2 \cdot (p_1 - p_V)$ (1.16)

$$k_{V} = \frac{Q}{f_{rohr} \cdot f_{rey}} \cdot \sqrt{\frac{\rho_{1}}{\rho_{0}} \cdot \frac{1}{f_{d,r\ddot{u}ck}^{2} \cdot (p_{1} - p_{V})}}$$
(1.17)

Anpassungsstücke stellen neben dem eigentlichen Ventil zusätzliche Strömungswiderstände dar, sodass ein höherer k_{VS} -Wert gewählt werden muss. Diese Korrektur übernimmt der Rohrleitungsgeometriefaktor f_{rohr} . Er steht für das Verhältnis des Durchflusswerts eines Stellventils mit Anpassungsstücken zu dem Durchflusswert, der sich ergeben würde, wenn das Stellventil ohne Anpassungsstücke unter identischen Bedingungen geprüft würde. Der Faktor kann sowohl messtechnisch als auch rechnerisch (Abweichung < 5%) ermittelt werden. Ohne Anpassungsstücke ($f_{rohr} = 1$) und bei eindeutig turbulenten Strömungsverhältnissen ($f_{rey} = 1$) reduziert sich die Gleichung (1.15) zur bekannten "Faustformel":

$$Q \sim \sqrt{\Delta p} \ . \tag{1.18}$$

Danach wäre eine Erhöhung des Durchflusses mit steigendem Differenzdruck beliebig möglich. Dass dem nicht so ist und vielmehr eine *Durchflussbegrenzung* eintritt, liegt bei Flüssigkeiten an der einsetzenden Kavitation, also dem Verdampfen der Flüssigkeit wenn der Dampfdruck p_V im Ventil merklich unterschritten wird. Der maximale Durchfluss ist bei einem Differenzdruck von

$$\Delta p = f_{d,rück}^2 \cdot (p_1 - p_V) \tag{1.19}$$

gegeben. p_1 steht für den Druck am Ventileintritt. Sinkt der Druck innerhalb des Ventils unter den Dampfdruck p_V , so verdampft die Flüssigkeit. Der enthaltene Faktor für *Druckrückgewinnung* $f_{d,rück}$ wird durch den Hersteller angegeben und berücksichtigt den Druckrückgewinn im Ventil nach Passieren der Stelle des geringsten Drucks. $f_{d,rück}$ bedeutet das Verhältnis des tatsächlich realisierbaren maximalen Durchflusses bei Durchflussbegrenzung zu demjenigen Durchfluss, der sich mit einem maximalen, allerdings nur theoretisch möglichen Differenzdruck $\Delta p = p_1 - p_V$ errechnen lässt. Gleichung (1.17) ergibt sich direkt durch Einsetzen des maximal möglichen Differenzdrucks in die Gleichung (1.15).

Inhärente Kennlinien

Ventilkennlinie nennt man die Auftragung des Durchflusskoeffizienten k_V über den Ventilhub. Inhärente Kennlinien oder Grundkennlinien werden bei konstantem Druckabfall Δp am Ventil auf einem Prüfstand ermittelt. Dabei werden meist lineare oder gleichprozentige Zusammenhänge zwischen Hub und Durchfluss vorgegeben. Lassen sich diese Zusammenhänge nicht durch die Gestaltung der Drosselelemente einstellen, so kann ein geeigneter Stellungsregler die inhärente Kennlinie so modifizieren, dass die geforderte Kennlinie als Funktion zwischen Stellsignal und Durchfluss erzielt werden kann. Durch die Auswahl der Kennlinie soll sich ein günstiges Regelverhalten ergeben. Betriebskennlinien zeigen die Zusammenhänge zwischen Hub und Durchfluss, die sich in der Regelstrecke des Betriebes einstellen. Dynamische Druckabfälle in den Apparaten und Rohrleitungen sowie Pumpenkennlinien verformen die inhärenten Kennlinien, während statische Druckabfälle die Form der inhärenten Kennlinien nicht beeinflussen. Statische Druckverluste, d.h. vom Durchfluss unabhängige, treten in Regelstrecken auf, wenn Flüssigkeiten auf ein höheres Niveau zu fördern sind (Zunahme der potentiellen Energie). Dynamische und damit vom Durchfluss abhängige Druckverluste entstehen, wenn Flüssigkeiten gegen Strömungswiderstände gefördert werden. Bei den meist turbulenten Strömungen ist der Druckverlust proportional zum Quadrat des Durchflusses.

In Tabelle 1.2 sind die wichtigsten Ventilbauformen in standardmässiger Ausführung gegenübergestellt:

	Hubventil	Stellklappe	Drehkegelventil	Kugelventil
DN (Nennweite)	15 bis 400	50 bis >1500	25 bis 300	50 bis 600
PN (Nenndruck)	400	100	40	40
$k_{V, \max}$	0	+	+	++
p stat	++	+	+	+
p _{dyn}	++		+	
Stellverhältnis	+	+	++	0
Dichtheit	0/+	_/0	0/+	++
Sonstiges	reduz. k_V	niedr. Preis	zähe Medien	molchfähig

Tabelle 1.2: Ventilbauformenvergleich; Bewertung von gut (+), übermittel(0) bis weniger gut geeignet (-) [Herb/04]

1.2.3 Stellantriebe

Stellantriebe bilden mit dem Ventil eine Einheit – das Stellventil. Stellantriebe haben die Aufgabe, das von einer Automatisierungseinrichtung (Regler, Leitstation, Prozessleitsystem) kommende Stellsignal in eine Bewegung umzuwandeln, damit das Stellorgan des Stellgliedes – zum Beispiel der Ventilkegel – die dem Stellsignal entsprechende Stellung einnimmt. Bei Stellventilen ist dies eine Hubbewegung, bei Klappen, Kugelhähnen oder Drehkegelventilen eine Schwenkbewegung. Dabei muss der Antrieb alle am Ventil wirkenden Widerstandskräfte überwinden können, um ein problemfreies Arbeiten im gesamten Stellbereich zu garantieren.

1.2.3.1 Pneumatische Membranantriebe

Einfach wirkende Membran-Hubantriebe

Pneumatische Membranantriebe sind bewährte wartungsarme und preisgünstige Geräte für pneumatische und elektropneumatische Instrumentierungen. Pneumatische Stellantriebe eignen sich für den Anschluss an pneumatische und elektrische Regler sowie an Prozessleitsysteme. Im Fall elektrischer Stellenergie übernehmen entsprechende Stellumformer oder Stellungsregler die Aufgabe, die elektrischen Signale in pneumatische umzuformen, die für die Aussteuerung des pneumatischen Stellantriebs notwendig sind. In der Halbleiterindustrie ist der robuste einfach wirkende Membranantrieb weit verbreitet. In einer meist zylindrischen Membrankammer grenzt eine durch einen Membranteller stabilisierte Membran einen Druckraum ab. Der Stelldruck erzeugt an der Membranfläche die Stellkraft, die von den im Antrieb angeordneten Federn ausgewogen wird. Die Federn sind entweder dezentral parallel oder zentral angeordnet. Die Anzahl und die Vorspannung der Federn bestimmen den Stelldruckbereich. Auch der Nennhub wird dadurch festgelegt, da der Hub dem Stelldruck proportional ist. Durch die Federrückstellkraft wird das Stellventil bei Ausfall der Druckluft in eine definierte Ruhelage geführt (Sicherheitsstellung). Je nach Anordnung von Membran und Federn lässt sich die Ruhelage so festlegen, dass das Ventil beim Ausfall der Hilfsenergie entweder schliesst oder öffnet. So angenehm und problemlos die Federrückstellung ist, so beansprucht sie leider einen Grossteil etwa zwei Drittel - der Stellenergie, welche dann für die Bewältigung der dynamischen und statischen Kräfte, die auf den Kegel wirken, nicht zur Verfügung steht.

Doppelt wirkende Membran-Hubantriebe

Bei doppelt wirkenden Membranantrieben werden zwei Membranen mit Druckluft beaufschlagt; die Differenz der beiden pneumatischen Steuerdrücke bestimmt dann zusammen mit dem hydraulischen Druck die Position der Antriebsstange. Solche Antriebe sind relativ wenig verbreitet, obwohl sie Vorteile aufweisen. Da nicht gegen ein Federpaket gestellt werden muss, sind die Stellenergien deutlich kleiner als bei einfach wirkenden Membranantrieben. Der Hauptgrund für den geringen Verbreitungsgrad liegt jedoch darin, dass doppelt wirkende Membranantriebe keine definierte Sicherheitsstellung besitzen. Bei Druckluftausfall nehmen die Stellventile weder eine Endstellung ein, noch behalten sie ihre vorherige Stellung zwingend bei. Es ist durchaus möglich, dass das Fliessmedium die Ventile bei Druckluftausfall schliesst bzw. öffnet.

1.2.3.2 Pneumatische Kolbenantriebe

Die meisten Kolbenantriebe erzeugen primär eine Linearbewegung, die dann aussen liegende Hebel oder innen liegende Getriebe und Hebel in eine Drehbewegung umformen. Es gibt aber auch Konstruktionen, die ohne Zwischenschaltung von Hebeln oder Getrieben primär eine Drehung von 90° ausführen. Kolbenantriebe sind daher typische Beispiele für Schwenkantriebe. Der Hauptunterschied zu den Membranantrieben ist, dass sich der Kolben in einem Zylinder gleitend bewegt, wodurch Reibungs- und Abdichtungsprobleme entstehen. Häufig sind jedoch Dauerschmierungen vorgesehen und keine besonderen Anforderungen an die Beschaffenheit der Luft gestellt. Kolbenantriebe werden grundsätzlich für höhere Antriebskräfte ausgelegt als Membranantriebe. In der Halbleiterindustrie sind pneumatische Kolbenantriebe wenig verbreitet.

1.2.3.3 Elektrische Stellantriebe

Elektrische Antriebe erfordern einen hohen Aufwand beim Explosionsschutz, zudem ist die definierte Sicherheitsstellung nur umständlich zu realisieren. Ein wesentlicher Vorteil gegenüber pneumatischen Antrieben ist die einfache Ansteuerung. Häufig werden hierzu Regler mit pulsweitenmodulierten Dreipunkt-Signalen verwendet. Meist kommen rotative Antriebe wie Einphasen- oder Drehstromasynchronmotoren, Synchronmotoren, aber auch Gleichstrommotoren zum Einsatz. Die hohen Motordrehzahlen müssen über mechanische Getriebe untersetzt werden, um die für Stellglieder richtige Relation von hohem Drehmoment bei geringer Drehzahl zu erreichen. Für Schwenkantriebe werden elektrische Antriebe mit einem Hebel, für Hubventile mit einem Lineargetriebe zur Umwandlung der Dreh- in eine Hubbewegung ausgerüstet. Zur Verarbeitung elektrischer Einheitssignale werden einige Antriebe mit analogen oder digitalen Stellungsreglern ausgerüstet. Digitale Regler sind einfacher zu bedienen, zudem wird die Inbetriebnahme durch örtliche Bedienfelder oder PC-basierte Konfigurationssoftware erleichtert. Daneben werden auch Überwachung, Diagnose und Wartung des Antriebs unterstützt und Störungen im Regelbetrieb erkannt, etwa eine Nullpunktverschiebung oder eine bleibende Regeldifferenz. Die Untersetzung der Motordrehzahlen geschieht vorwiegend mit Stirnrad- oder Planetengetrieben.

1.2.3.4 Hydraulische Stellantriebe

Hydraulische Stellantriebe werden eingesetzt, wenn lange Stellwege und grosse Stellkräfte bei relativ kurzen Stellzeiten erforderlich sind. Sie können dezentral durch Motor-Pumpen-Aggregate oder zentral über ein Leitungsnetz versorgt werden. Es gibt hydraulische Antriebe sowohl als Schub- als auch als Schwenkantriebe. Schubantriebe haben eine Schubstange, die sich geradlinig bewegt. Sie sind geeignet zum Anbau an Hubventile und Stellklappen. Die Vorteile gegenüber der pneumatischen und elektrischen Hilfsenergie sind vor allem durch hohe Stellkräfte bzw. Drehmomente gegeben. Unter Berücksichtigung des Aufwands für die Hydraulikversorgung ist ein hydraulischer Stellantrieb besonders dann vorteilhaft, wenn hohe Stellleistungen gefordert sind.

1.2.3.5 Stellkräfte und Stellgeschwindigkeiten

Im Allgemeinen sind für alle Antriebsarten Stellkräfte oder Stellmomente in weiten Bereichen verfügbar. Bei Membranantrieben ist die Stellkraft proportional zur Membran- bzw. Zylinderfläche. Die Stellzeiten pneumatischer Antriebe hängen im Allgemeinen von den Stellungsreglern oder anderem Zubehör ab und liegen im Bereich von wenigen Sekunden. Die Arbeitsgeschwindigkeiten elektrischer Antriebe sind getriebeabhängig und meist geringer als die bei pneumatischen. Sind zudem hohe Stellkräfte gefordert, geht dies immer auf Kosten der Stellgeschwindigkeit. Folglich sind hohe Stellgeschwindigkeiten nur bei geringen Stellkräften möglich. Typische Stellzeiten liegen im Bereich einiger Sekunden. Für Schwenkantriebe ergeben sich für den vollen Durchlauf Stellzeiten von einigen Sekunden, standardmässige Linearantriebe haben Stellgeschwindigkeiten bis 10mm/s oder Spindeldrehzahlen bis 160 pro Minute.

1.2.3.6 Stellungsregler

Stellungsregler haben die Aufgabe, eine gewünschte Stellung eines Stellventils einzustellen oder trotz äusserer Einwirkungen beizubehalten. Solche Einwirkungen können Kräfte durch die Strömung des Fluids oder Reibungskräfte sein. Heute werden kontinuierlich arbeitende Stellventile in der Regel mit Stellungsreglern ausgerüstet. Stellungsregler sind jene Komponenten, welche der modernen Elektronik den Zugang zur Stellventiltechnik öffnen. Stellungsregler gibt es in verschiedenen Ausführungsformen:

- Pneumatische Stellungsregler
- Analoge elektropneumatische Stellungsregler
- Digital arbeitende i/p-Stellungsregler

Bei Hubventilen erfolgt über den Stellungsregler in den meisten Fällen eine lineare Zuordnung zwischen der Führungsgrösse des Stellungsreglers und dem Hub. Die gewünschte Gesamtkennlinie (Durchfluss als Funktion der Führungsgrösse) wird über die Geometrie von Sitz und Kegel realisiert. Bei Ventilen mit Drehbewegung ist diese Geometrie meistens nicht frei wählbar. In diesem Fall kann man über den Stellungsregler den Bezug zwischen Führungsgrösse und Drehwinkel bewusst verzerren, um damit für die Regelung ein günstigeres Verhalten zu erzielen. Bei Geräten mit Mikroprozessor wird die gewünschte Kennlinie mittels Software erzeugt.

1.2.4 Bestehende Regelsysteme

Durchfluss-Regelsysteme für die Halbleiterindustrie gibt es in unterschiedlichen Ausführungen. Wie bereits einführend erläutert, stehen sowohl verschiedene Prinzipien zur Durchfluss-Messung als auch unterschiedliche Aktorkomponenten zur Verfügung. Im Folgenden werden die wichtigsten Konzepte zur Durchflussregelung, welche in der Halbleiterfertigung Anwendung finden, vorgestellt.

1.2.4.1 Schlauchpumpe

Schlauchpumpen, auch Peristaltikpumpen genannt, sind Verdrängerpumpen und werden in sehr vielen Tools eingesetzt. Hierbei wird das zu fördernde Medium meist durch einen U-förmig geführten Schlauch geleitet. Dieser Schlauch stützt sich im Gehäuse der Pumpe ab und wird durch Rollen oder Gleitschuhe, welche an einem Rotor befestigt sind, abgeklemmt. Bei Rotation bewegt sich die Abklemmstelle entlang des Schlauches und treibt damit das Fördermedium voran. Das Erzeugen des Ansaugunterdrucks erfolgt bei einfachen Schlauchpumpen durch die Elastizität der Schlauchwandung oder mit besonderen konstruktiven Massnahmen durch Aufbau eines Vakuums im Pumpengehäuse um den Schlauch. Die Durchflussregelung mittels Schlauchpumpe wird häufig durch einen offenen Regelkreis realisiert. Dabei wird die aktuelle Durchflussrate nicht direkt gemessen oder genau geregelt. Die Genauigkeit dieses Durchflussregelkonzepts ist auf rund 10 – 20% begrenzt. Fluktuationen in der Durchflussrate, Partikelgenerierung sowie kurze Wartungsintervalle sind weitere Nachteile. Schlauchpumpen sind in der Halbleiterindustrie momentan noch weit verbreitet. Infolge der massiven Nachteile werden sie aber vermehrt durch moderne Durchflussregelgeräte ersetzt.



Bild 1.13: Durchflussregelung mittels Schlauchpumpe

1.2.4.2 Durchflussregelung mittels geschlossenem Regelkreis

Moderne Durchflussregelgeräte basieren grösstenteils auf einer geschlossenen Regelkreisstruktur. Hierbei kommen Durchflussmesser (Abschnitt 1.2.1) und Stellgeräte (Abschnitt 1.2.2) zusammen mit einer Kontrollelektronik zur Anwendung. Für Prozesse, bei welchen druckbehaftete Leitungen zur Verfügung stehen, werden als Stellgeräte häufig Stellventile oder Regler ohne Hilfsenergie eingesetzt. Wenn der notwendige Betriebsdruck nicht zur Verfügung steht, muss das Regelgerät über eine Stellmaschine, in diesem Fall eine Pumpe, verfügen.

Durchflussregelung mit druckbehafteten Leitungen

Häufig werden Flüssigkeiten in der Halbleiterfertigung in druckbehafteten Leitungen zum Ort der Anwendung, dem sogenannten *Point-of-use*, befördert. Der zur Verfügung stehende Eingangsdruck wird mittels Stellventil, resp. Regler ohne Hilfsenergie so gedrosselt, dass der gewünschte Durchfluss mit Hilfe des Reglers erreicht und dem Prozess zugeführt wird. Die auf dem Markt erhältlichen Durchflussregelgeräte für solche Anwendungen sind vom Prinzip her nahezu identisch. Die wesentlichen Unterschiede in der Qualität und im Preis resultieren aus den verwendeten Sensor- und Aktorkomponenten. Bild 1.14 zeigt die typische Struktur solcher Durchflussregel-geräte.



Bild 1.14: Durchflussregelung mit geschlossenem Regelkreis

Das Durchflussregelgerät besteht aus einem Durchflussmesser in Kombination mit einem Stellventil. Die Kontrollelektronik, welche einen analogen oder digitalen Regler beinhaltet, erhält als Eingangssignal sowohl den Istwert des Durchflussmessers, als auch den Durchfluss-Sollwert. Aus dem Differenzsignal berechnet der Regler die zu stellende Ventilposition, so dass sich der gewünschte Durchfluss einstellt.

Als Durchflussmesser kommen häufig Ultraschall- oder Differenzdrucksensoren zum Einsatz. Neuerdings werden für einige Applikationen auch teure, extrem präzise Coriolis-Durchflussmesser eingesetzt (siehe Abschnitt 1.2.1.7). Bei sehr geringen Durchflussraten werden auch Mikroturbinendurchflussmesser verwendet. Das kleine und leichte (< 1 g) Turbinenrad generiert nahezu keine Partikel.

Das Stellventil wird entweder pneumatisch oder elektrisch angetrieben. Pneumatische Antriebe werden in der Regel in Kombination mit Membranventilen eingesetzt. Bei pneumatischen Antrieben werden elektropneumatische Wandler benötigt, um das elektronische Ausgangssignal des Reglers in ein pneumatisches Signal umzuformen. Elektrische Stellventile bestehen häufig aus einem Schrittmotor als Antrieb und einem Hubventil. Hubventile werden in der Halbleiterindustrie häufig als Nadel- oder Schlauchquetschventil realisiert. Hubventile sind Proportionalventile, und werden im Normalfall nicht als Auf-/Zu-Ventile eingesetzt. Zu diesem Zweck wird bei Durchflussregelgeräten, welche die Schliessfunktion garantieren, zusätzlich ein Absperrorgan eingebaut.

Durchflussregelung ohne druckbehaftete Leitungen

Wenn der für die Durchflussregelung notwendige Betriebsdruck in den Versorgungsleitungen nicht zur Verfügung steht, muss das Regelsystem über eine Pumpe verfügen, welche den benötigten Druck aufbauen kann. In bestehenden Anlagen sind bei solchen Anwendungen wie bereits erwähnt mehrheitlich noch Schlauchpumpen im Einsatz. Die massiven Nachteile führen allerdings dazu, dass diese Pumpen sukzessive von modernen Durchfluss-Regelsystemen abgelöst werden. Herkömmliche Pumpsysteme in der Halbleiterindustrie, wie beispielsweise die Balg- oder Magnetkupplungspumpe, verunreinigen die Chemikalien mit Partikeln. Zudem können insbesondere Balgpumpen keinen kontinuierlichen Flüssigkeitsstrom liefern. Eine präzise Durchflussregelung, welche den hohen Ansprüchen der Halbleiterindustrie genügt, gestaltet sich folglich schwierig. Eine sehr gute Lösung bietet sich mit der magnetgelagerten Kreiselpumpe der Firma *Levitronix*[®] *GmbH*² an. Da sowohl der Antrieb als auch die Lagerung vollständig berührungslos realisiert sind, bietet dieses Pumpsystem neben der vollständig hermetischen Kapselung medienberührender Teile und der geringen Partikelgenerierung auch die Möglichkeit einer sehr präzisen Drehzahlregelung. Mit Hilfe dieser Drehzahlregelung lässt sich ein hochdynamisches Durchfluss-Regelsystem (Bild 1.15) realisieren. Das System besteht im Wesentlichen aus dem lagerlosen Pumpsystem *BPS (Bearingless Pump System)* von *Levitronix*[®] *GmbH* und einem Durchflussmesser. Der Durchflussregler ist softwaremässig im Pumpenkontroller implementiert. Dieses Regelsystem bietet folgende Vorteile:

- Durchfluss-Regelsystem mit geschlossenem Regelkreis
- Kein externer Durchflussregler notwendig
- Hohe Regelgenauigkeit und Auflösung aufgrund der präzisen Pumpendrehzahlregelung
- konstante Durchflussrate (keine Pulsationen)



Bild 1.15: Systemübersicht des Durchfluss-Regelsystems von Levitronix[®] GmbH

² www.levitronix.com

Das analoge Sensorsignal des Durchflussmessers wird über die *PLC*-Schnittstelle zum Pumpenkontroller geführt und bildet den Istwert. Mit einem zweiten analogen Signal kann der Sollwert vorgegeben werden. Die Sollwertvorgabe kann auch über einen PC mittels *RS-232* Protokoll erfolgen. Für rechnerunabhängige Anwendungen steht ein Handbediengerät (*Levitronix*[®] User Interface – *LUI*) zur Verfügung.

Dieses Regelkonzept ist für Leitungen ohne hydraulischen Vordruck ausgelegt. Wenn jedoch die Zuleitungen mit einem Vordruck behaftet sind, kann das Regelsystem mit bestimmten Komponenten erweitert werden, um wiederum die volle Funktionalität zu erhalten. Insbesondere sind in solchen Fällen Vordruckregler einzubauen, die den hydraulischen Eingangsdruck so drosseln, dass die gewünschte Durchflussrate mittels Pumpendrehzahlregelung erreicht werden kann.

1.3 Aufgabenstellung

Die Halbleiterindustrie stellt hohe Anforderungen an die messtechnische Erfassung des Durchflusses sowie dessen Regelung. Aufgrund der komplexen Anforderungen wird in dieser Arbeit Hauptaugenmerk auf die Entwicklung eines Durchflussreglers für hochreine und aggressive Flüssigkeiten gelegt. Insbesondere interessieren Anwendungen, bei denen die applizierte Flüssigkeit von druckbehafteten Leitungen entnommen und über ein Durchflussregelgerät an den sogenannten *Point-of-use* geführt wird. Ein Beispiel einer solchen Anwendung ist der *CMP*-Prozess (*Chemical Mechanical Polishing*). Hierbei wird die Chemikalie *Slurry* über ein Durchflussregelgerät auf den *Wafer* geführt, der durch in der Chemikalie enthaltene Nanopartikel poliert wird. Hochpräzise Durchflussregler bei geringen Durchflussraten bergen auch enormes Potential für Kostenersparnis (reduzierter Bedarf an kostspieligen Chemikalien).

Wesentliche Anforderungskriterien an Durchflussregelgeräte sind die folgenden:

- Beständigkeit gegen chemisch aggressive Medien
- Genauigkeit (hohe Auflösung und hohe Reproduzierbarkeit)
- Hohe Dynamik

- Grosser Stellbereich
- Weiter Eingangsdruckbereich
- Totraumfreiheit
- Geringe Partikelgenerierung
- Kompakte Baugrösse

Heute werden in der Halbleiterindustrie am sogenannten *Point-of-use* vorwiegend Schlauchpumpen eingesetzt. Schlauchpumpen haben folgende Nachteile:

- Pulsierender Durchfluss
- Ungenauigkeit (10% Toleranz)
- Partikelkontamination
- Beschränkte Dynamik
- Wartungsintervall: ca. 2 8 Wochen Schlauchwechsel

Aufgrund dieser Probleme wurden bislang rund 10% der Systeme mit Durchflussreglern ausgerüstet. Heutige Durchflussregler haben folgende Nachteile:

- Proportionalventil hat geringe Dynamik
- Ungenauigkeit (5% Toleranz)
- Wartungsintervall: 6 12 Wochen
- Nicht geeignet für kleine Volumenströme (< 50 ml/min)
- Sehr hohe Kosten (rund 10'000 sFr., also 3 mal so teuer wie eine Schlauchpumpe)

Ziel der Dissertation ist es, unter Einbezug eines mechatronischen Ansatzes, ein zuverlässiges Durchfluss-Regelsystem zu entwickeln, welches die obigen Anforderungen besser als bisherige Lösungen abdeckt. Insbesondere soll es möglich sein, Durchflüsse von wenigen ml/min zu regeln. Als Kernproblem ist die Realisierung der Aktor-/ Ventilfunktion zu behandeln. Dabei ist zu klären, mit welchem Konzept die obigen Anforderungen optimal erfüllt werden können. Unter anderem sollen Ansätze mit reibungsfreier Lagerung entwickelt und untersucht werden.

1.4 Aufbau der Arbeit

In *Kapitel 2* werden die erarbeiteten Konzepte zur Durchflussregelung vorgestellt. Neben einer hochintegrierten Variante bestehend aus Sensor und Aktor in einem Element wird insbesondere auch die separierte Variante (Sensor- und Aktorfunktion getrennt) diskutiert. Abschliessend wird das Konzept einer digitalen Durchflussregelung mit Hilfe einer magnetgelagerten Pumpe der Firma *Levitronix*[®] *GmbH* erläutert.

Kapitel 3 beschäftigt sich mit der hochintegrierten Variante zur Durchflussregelung. Basierend auf der Technologie des Durchflussmessers von Schrag ([Schr/04]) wird das erweiterte Konzept zur Durchflussregelung analysiert.

Kapitel 4 behandelt die separierte Variante. Das Hauptaugenmerk liegt dabei auf der Aktor-/Ventilfunktion. Die verwendete Ventiltechnik und der entwickelte Stellantrieb werden vorgestellt.

Kapitel 5 umfasst eine digitale Durchflussregelung mit Hilfe einer magnetgelagerten Pumpe der Firma *Levitronix*[®] *GmbH*. Dabei wird der Durchfluss über mehrere zuschaltbare Zweige geführt, und mittels Pumpendrehzahlregelung präzise und hochdynamisch geregelt.

Kapitel 6 beschreibt die Realisierung von Prototypen. Neben dem hochintegrierten Prototypen mit digitaler Elektronik und der separierten Variante (analoge/digitale Elektronik) wird auch ein Gesamtsystem-Prototyp bestehend aus einer Magnetlagerpumpe und mehreren geregelten Durchflusszweigen präsentiert. Zudem wird die realisierte digitale Variante zur Durchflussregelung vorgestellt.

Praktische Messresultate bilden das *Kapitel 7*. Die Grenzen der hochintegrierten Variante werden aufgezeigt und diskutiert. Anhand eines Vergleiches mit bestehenden Regelsystemen erfolgt eine Bewertung der separierten Variante. Die entwickelte Aktorkomponente wird zudem im Gesamtsystem-Prototypen getestet. Die Messergebnisse der digitalen Variante zur Durchflussregelung bilden den Abschluss dieses Kapitels.

In *Kapitel 8* werden die wichtigsten Ergebnisse dieser Arbeit zusammengefasst und es wird auf zukünftige Forschungs- und Entwicklungsarbeiten hingewiesen.

2 Konzeptstudien

In der Halbleiterindustrie werden Durchflussregelungen eingesetzt, welche auf verschiedenen Prinzipien beruhen. Die weit verbreiteten Schlauchpumpen werden wegen ihrer massiven Nachteile sukzessive durch moderne Durchfluss-Regelsysteme ersetzt. In der Regel basieren diese Systeme auf einer geschlossenen Regelkreisstruktur bestehend aus Sensor, Aktor und Kontrollsystem. Und obschon sie gegenüber Schlauchpumpen wesentliche Vorteile aufweisen, werden dennoch einige Anforderungen der Halbleiterindustrie durch sie nur ungenügend erfüllt. Wesentliches Verbesserungspotential liegt sowohl im Bereich der Aktordynamik, als auch in der Handhabung kleiner Durchflussraten. Zudem sind heutige Durchflussregelgeräte extrem kostspielig.

In diesem Kapitel werden auf mechatronischen Ansätzen basierende Konzepte zur Durchflussregelung hochreiner und aggressiver Flüssigkeiten vorgestellt. Der Ausarbeitung und detaillierten Beschreibung jedes dieser Konzepte ist dann je eines der anschliessenden Kapitel gewidmet.

2.1 Hochintegrierte Variante

Die Idee, Sensor- und Aktorkomponente kompakt in einem Element zu realisieren, existiert schon viele Jahre. Regler ohne Hilfsenergie (siehe Abschnitt 1.2.2.7) sind Beispiele für eine gelungene Umsetzung dieser Idee. Kompakte Einheiten, welche Sensor- und Aktorfunktion beinhalten und zudem hohen Ansprüchen bezüglich Genauigkeit, Reproduzierbarkeit, Zuverlässigkeit und Dynamik genügen, existieren allerdings nicht. Die Technologie zur Durchflussmessung, welche in der Dissertation von Schrag ([Schr/04]) erarbeitet wurde, erfüllt die Anforderungen der Halbleiterindustrie. Zudem besteht die Möglichkeit, den Durchflussmesser durch entsprechende Modifikationen zu einem Durchflussregler zu erweitern. Das Messprinzip sowie die darauf basierende Durchflussregelung werden im Folgenden vorgestellt.

2.1.1 Messkonzept

Das Sensorsystem besteht aus der Messstrecke, der eingebetteten Elektronik sowie der Signalauswertung (Bild 2.1). Das Prinzip dieser Messtechnik basiert auf dem Differenzdruck- sowie dem Schwebekörperdurchflussmesser. Der Kern des Sensors besteht im Wesentlichen aus einem Schwebekörper mit einem axial polarisierten Permanentmagneten bestückt und einem Messrohr, welches von einer Spule umgeben ist. Auf den umströmten Schwebekörper wirkt eine dem Durchfluss proportionale Fluidkraft, die den Schwebekörper aus seiner Ruhelage zu bringen versucht. Mittels der Spule wird ein elektromagnetisches Feld erzeugt, welches den Schwebekörper entweder anzieht oder abstösst. Die Position des Schwebekörpers wird über einen Regelkreis konstant gehalten und somit kann aus dem durch die Spule fliessenden Regelstrom die Fluidkraft, und daraus der Durchfluss exakt bestimmt werden ([Schr/04]).



Bild 2.1: Funktionsschema des Durchflussmessers bestehend aus Sensorstrecke, Regelung und Signalverarbeitung

Es wurden in [Schr/04] drei Hauptvarianten von Durchflussmessern basierend auf diesem Konzept untersucht:

Durchflussmesser für höhere Durchflussraten (0.5 – 10 l/min) Beim ersten untersuchten Konzept handelt es sich beim Schwebekörper um einen gekapselten Permanentmagnetring mit Blende, der direkt in der Flüssigkeit gehalten schwebt (Bild 2.2). Wie bei konventionellen Blendendurchflussmessern wird der Differenzdruck über der Blende zur Durchflussbestimmung erfasst.



Bild 2.2: Durchflussmesser nach dem Blenden-Prinzip

Durchflussmesser für kleine Durchflussraten (0 - 250 ml/min) Beim zweiten Ansatz wurde der Weg der Messung über den Spaltfluss verfolgt. Dieses Prinzip eignet sich speziell für kleine Durchflussraten, wie sie zur Waferpolierung in *CMP*-Prozessen verwendet werden.

Durchflussmesser nach dem Venturi-Prinzip Hierbei wird mittels Verengung im flüssigkeitsführenden Rohr ein Differenzdruck erzeugt. Dieser kann ausserhalb des Venturirohres gemessen – z. B. mit einem speziellen Magnetlager – und zur Bestimmung der Durchflussrate verwendet werden.

2.1.2 Regelkonzept

Mit der im Messkonzept integrierten Positionsregelung des Schwebekörpers ist eine zur Durchflussregelung notwendige Funktion bereits realisiert. Im Gegensatz zur reinen Durchflussbestimmung muss bei der Regelung die Schwebekörperposition im Betrieb verändert werden können. Zudem müssen Schwebekörper und Messrohr so modifiziert werden, dass durch die Bewegung des Schwebekörpers eine Ventilfunktion (Hubventil) resultiert. Der Schwebekörper bildet hierbei den Ventilkegel, das modifizierte Messrohr dient als Ventilsitz (Bild 2.3). Somit ist der zu regelnde Durchfluss eine Funktion des Regelstroms und der Position des Schwebekörpers. Die Durchflussregelung wird softwaremässig auf dem DSP realisiert. Das Konzept zur Durchflussbestimmung kann folglich mit geringen mechanischen Modifikationen zur Durchflussregelung erweitert werden. Der günstige Aufbau und die Vorteile der Magnetlagertechnik (hohe Dynamik, Genauigkeit, chemische Verträglichkeit, usw.) sind Gründe genug, dieses Konzept genauer zu untersuchen.



Bild 2.3: Funktionsschema des Durchflussreglers

Zur Durchflussregelung wird eine Kaskadenschaltung aus einem unterlagerten Strom-, einem Positions- und einem Durchflussregelkreis verwendet. Der gesamte Regelkreis ist in Bild 2.4 dargestellt.



Bild 2.4: Regelkreisstruktur (hochintegrierte Variante)

Durch die Position des Schwebekörpers kann die Durchflussrate beeinflusst werden. Wenn sich beispielsweise der Schwebekörper aus Bild 2.3 nach links bewegt, verkleinert sich der Rohrquerschnitt, wodurch die Durchflussrate gemindert wird. Der Durchfluss hängt auch vom Druck über der Regelstrecke ab. Deshalb genügt es nicht, für einen bestimmten Durchfluss eine zugehörige Position des Schwebekörpers anzustreben. Die Position muss je nach Druck auf einen anderen Wert geregelt werden, um den gewünschten Durchfluss zu erreichen.

Der Soll-Durchfluss wird als Eingabewert auf den Durchflussregler gegeben. Dieser berechnet mit dem Ist-Durchfluss die Soll-Position für den Positionsregler. Die Durchflussberechnung basiert auf den gemessenen Werten der Ist-Position und des Ist-Stromes. Ist-Position und Soll-Position werden vom Positionsregler benutzt, um den Sollstrom für den Stromregler zu bestimmen, der wiederum mit Hilfe des Ist-Stromes die Stellgrösse – ein PWM-Signal – für die Regelstrecke kalkuliert, um die Position des Schwebekörpers zu regeln.

2.1.3 Bauform

Für die Realisierung eines Durchflussreglers basierend auf diesem Konzept eignet sich sowohl die Ausführungsform für grosse als auch diejenige für kleine Durchflussraten. Das Messprinzip nach Venturi scheidet aus, da sich keine Ventilfunktion integrieren lässt. In dieser Arbeit wird besonderes Augenmerk auf kleine Durchflussraten gelegt, insbesondere auf den für *Slurries* relevanten Regelbereich von 0 - 250 ml/min. Infolgedessen wurde das Messprinzip für kleine Durchflussraten als Basis für die Realisierung eines hochintegrierten Durchflussreglers verwendet.

2.1.3.1 Anforderungen an Regler für kleine Durchflussraten

Bei modernen Halbleiterwafern werden mehr als 12 verschiedene Metallisierungsschichten aufgebracht, welche nacheinander belichtet und geätzt werden. Sowohl die Schichtungstechnik als auch das Belichtungsverfahren sind nur bei planarer Oberfläche möglich und erfordern einen genauen Schleifprozess im μ m-Bereich [Info/03].

Beim *Chemical Mechanical Polishing* (*CMP*) werden mittels Polierpasten, sogenannten *Slurries*, Wafer planar geschliffen. Wenn die in den *Slurries* enthaltenen Nanopartikel stark komprimiert werden oder hohen Scherkräften ausgesetzt sind, können sie sich miteinander verbinden und so zu grossen Partikeln verklumpen. Gelangen diese mit der *Slurry* auf den Wafer, beschädigen sie ihn und hinterlassen Kratzspuren, welche als *Microscratches* bezeichnet werden [Info/03].

Um den Wafer-Schleifprozess genau kontrollieren zu können, muss die aufgebrachte Flüssigkeitsmenge pro Wafer präzis gemessen und geregelt werden. Pro Wafer wird dabei ein Messbereich der Durchflussrate von 20 - 250 ml/min benötigt.

Bei der Entwicklung eines Durchflussreglers für *Slurries* müssen die speziellen Anforderungen dieses fest/flüssig Gemisches berücksichtigt werden. Es sind dies:

Kleine Scherkräfte können durch kleine Durchflussgeschwindigkeiten und Vermeiden von Kanten erreicht werden.

Kein Absetzen von Schwebepartikeln Dies wird durch eine konstante Fliessbewegung der Flüssigkeit und das Vermeiden von Toträumen realisiert.

Chemische Beständigkeit *Slurries* sind in der Regel aggressive Medien, welche je nach Anwendungsprozess sauer oder basisch sein können. Dies stellt erhöhte Anforderungen an die chemische Beständigkeit des Durchflussreglers.

Physikalische Beständigkeit Die in der Flüssigkeit enthaltenen Nanopartikel dürfen den Durchflussregler nicht durch Abrasion angreifen.

2.1.3.2 Realisierung

Die Durchflussmessung basiert auf Scherkräften, die in einem viskosen Fliessmedium bei seiner Strömung durch den feinen Ringspalt zwischen Messrohr und Schwebekörper aufgebaut und auf die Kanalwände übertragen werden. Bei geeigneter Wahl der Schwebekörperform kann eine konstante Fliessbewegung durch fluiddynamisches Zentrieren des Schwebekörpers erreicht werden. Die konstante, langsame und weitgehend laminare Fliessbewegung sowie eine gut polierte Schwebekörperoberfläche verhindern ein Absetzen von Partikeln. Bei der Materialwahl für die Beschichtung der Schwebekörpermagnete muss sowohl auf die Beständigkeit des Beschichtungsmaterials gegenüber der zu messenden *Slurry*, als auch auf gute Gleiteigenschaften geachtet werden. Beides kann mit Fluorpolymeren erreicht werden.

In die Berechnung der Durchflussrate aus dem gemessenen Strom und der Position geht die Viskosität ein; sie muss bekannt sein. Da die Prozessflüssigkeit *Slurry* nur einmal verwendet wird und anschliessend nicht mehr in den Prozess zurückgelangt, besitzt sie konstante charakteristische Eigenschaften wie konstante Dichte und Viskosität. Diese Eigenschaften gehen demnach als Konstanten in die Durchflussbestimmung ein.

Das vorgestellte Durchflussregelprinzip ermöglicht eine günstige Herstellung, da der konstruktive Aufwand klein ist. Die Wahl des gewünschten Mess- und Regelbereiches ist über die Grösse des verwendeten Schwebekörpers grundsätzlich möglich.



Bild 2.5: Querschnitt des hochintegrierten Durchflussreglers

2.1.4 Ansteuerungselektronik

Die Güte eines Durchflussregelgerätes ist nicht alleine vom Messprinzip abhängig. Bei identischer Messstrecke unterscheiden sich Durchflussmesser in der Güte oft durch den Einsatz verschiedener Signalauswertungen. In [Schr/04] wurden zwei Ansteuerungskonzepte untersucht; eine rein analoge Version, sowie eine digitale Ausführung mit den minimal notwendigen analogen Schaltungsteilen wie Vorverstärkern und Vorfiltern. Tabelle 2.1 zeigt die Vor- und Nachteile beider Varianten. Bei Verwendung gleicher Messstrecken kann gemäss Tabelle 2.1 mittels digitaler Elektronik eine bessere Güte erzielt werden. Den höheren Kosten der digitalen Elektronik stehen die kleinere Genauigkeit sowie der nichtlineare Ausgang der analogen Elektronik gegenüber.

	analog	digital
Grösse	+	-
Linearisieren und Kalibrieren		+
Kompensation		+
Genauigkeit		+
Schnittstellen		+
Leistung	_	+
Kosten	+	_

Tabelle 2.1: Analoge und digitale Signalauswertung

Für detailliertere Informationen sei auf [Schr/04] hingewiesen. Aufgrund dieser Erkenntnisse und dem Wunsch, die Durchflussregelung rein softwaremässig realisieren zu können, wurde die digitale Regelung und Signalauswertung, welche in [Schr/04] entwickelt wurde, für den hochintegrierten Durchflussregler eingesetzt und entsprechend erweitert.

2.2 Separierte Variante

Der Ansatz, die Sensor- und Aktorkomponenten zu trennen, wurde schon vielfach untersucht und entsprechend häufig realisiert. Wie bereits in Abschnitt 1.2.4.2 erläutert, basieren moderne Durchflussregelgeräte auf einer geschlossenen Regelkreisstruktur mit separierter Sensor- und Aktorkomponente. In der vorliegenden Arbeit wurde eine neue Aktorkomponente entwickelt, welche insbesondere im Hinblick auf eine hohe Dynamik, einen weiten Eingangsdruckbereich, einen grossen Stellbereich und eine kompakte Baugrösse optimiert wurde.

2.2.1 Regelkonzept

2.2.1.1 Hydraulischer Teil

Als Basis für den elektrisch angetriebenen Druckregler dient ein Regler ohne Hilfsenergie (Abschnitt 1.2.2.7). Die Tatsache, dass der hydraulische Teil

unabhängig von der Ansteuerung bereits einen geschlossenen Druckregelkreis darstellt, lässt eine besonders robuste, überlagerte Durchflussregelung zu. Das Funktionsprinzip des Reglers ohne Hilfsenergie (Bild 2.6) wird im Folgenden erläutert.



Bild 2.6: Querschnitt des Reglers ohne Hilfsenergie

Auf die Antriebsmembran wirkt von oben die eingeprägte Solldruckkraft

$$F_{soll} = p_{soll} \cdot A_{Mem} \,. \tag{2.1}$$

Von unten wirken die Federkraft

$$F_f = c_f \cdot x \tag{2.2}$$

mit der Federkonstanten c_f, die strömungsbedingte Kegelkraft

$$F_{K} = (p_{1} - p_{2}) \cdot A_{S} \tag{2.3}$$

mit dem Sitzquerschnitt A_s und die durch den hydraulischen Ausgangsdruck p_2 auf die Antriebsmembran erzeugte Kraft

$$F_{hydr,aus} = p_2 \cdot A_{Mem} \,. \tag{2.4}$$

Die Kräftebilanz im stationären Zustand ergibt:

$$F_{soll} = F_f + F_K + F_{hydr,aus} . (2.5)$$

In Bild 2.7 ist die Kräftebilanz aus Gleichung (2.5) dargestellt.



Bild 2.7: Kräftebilanz im stationären Zustand

Anhand von zwei Szenarien wird das Regelprinzip erläutert. Die eingeprägte Kraft F_{soll} bleibt bei beiden Szenarien konstant, der hydraulische Ausgangsdruck p_2 wird durch den *ROH* geregelt.

Szenario 1

- Im Gleichgewichtszustand des Arbeitspunktes kompensiert die Kraft F_{soll} die Federkraft F_f , die am Kegel angreifende Kraft F_K und die hydraulische Kraft $F_{hydr,aus}$ (Zustand 1).
- Mit steigendem Verbrauch erhöht sich der Druckabfall über dem Ventil, so dass der Ausgangsdruck *p*₂ abnimmt (Zustand 2).
- Infolge der sinkenden Kraft $F_{hydr,aus}$ wird das Ventil durch die eingeprägte Kraft F_{soll} soweit aufgedrückt, bis sich bei stärker geöffnetem Ventil wiederum ein Kräftegleichgewicht einstellt (Zustand 3).
- In der neuen Ventilstellung (Zustand 4) ist die Federkraft grösser als in der Grundposition (Zustand 1). Dadurch resultiert ein gegenüber dem Grundzustand geringerer Ausgangsdruck p₂. Es verbleibt eine Regelabweichung, deren Betrag vom Proportionalbeiwert des Reglers abhängt. In Bild 2.8 ist Szenario 1 dargestellt.



Bild 2.8: ROH – Regelprinzip (Szenario 1)

Szenario 2

- Im Gleichgewichtszustand des Arbeitspunktes kompensiert die Kraft F_{soll} die Federkraft F_f , die am Kegel angreifende Kraft F_K und die hydraulische Kraft $F_{hydr,aus}$ (Zustand 1).
- Bei steigendem Eingangsdruck p_1 erhöht sich der Druckabfall über dem Ventil (Zustand 2).
- Infolge des erhöhten Eingangsdruckes p_1 wird das Ventil soweit zugedrückt, bis sich bei stärker gedrosseltem Ventil wiederum ein Kräftegleichgewicht einstellt (Zustand 3).
- In der neuen Ventilstellung (Zustand 4) ist die Federkraft kleiner als in der Grundposition (Zustand 1). Dadurch resultiert ein gegenüber dem Grundzustand grösserer Ausgangsdruck p_2 . Es verbleibt eine Regelabweichung, deren Betrag vom Proportionalbeiwert des Reglers abhängt. Szenario 2 ist in Bild 2.9 dargestellt.





Bild 2.9: ROH – Regelprinzip (Szenario 2)

Beim verwendeten *ROH* handelt es sich um einen Proportionalregler (*P*-*Regler*). Das Regelverhalten wird im Wesentlichen durch den Proportionalbeiwert K_P sowie den eingestellten Arbeitspunkt bestimmt. Es gelten folgende Zusammenhänge:

- Der Faktor c_f / A_{Mem} steht für die Steigung der Kennlinie bzw. den Proportionalbeiwert des Reglers.
- Die Parallelverschiebung der Kennlinie (Arbeitspunkteinstellung) erfolgt über die Federvorspannung $(c_f / A_{Mem}) \cdot x_{vor}$. Sind grosse Sollwerte p_{soll} einzustellen, muss dieser Term gross werden. Dafür muss entweder eine Ausführung mit steifer Feder (c_f gross) oder kleiner Antriebsfläche A_{Mem} gewählt werden, oder die Feder muss sehr lang sein, damit sie ausreichend stark vorgespannt werden kann (x_{vor} wird entsprechend gross).

Aus den Grundlagen der Regelungstechnik ist bekannt, dass ein möglichst grosser Proportionalbeiwert erforderlich ist, will man die bleibende Regelabweichung klein halten. In der Umgebung eines Betriebspunktes berechnet sich K_P aus Stellgrösse y und Regeldifferenz e:

$$K_P = \frac{y}{e} \tag{2.6}$$

Beim Druckregler gilt folgender Zusammenhang:

$$K_{P} = \frac{\Delta k_{V}}{\Delta p_{hydr,aus}}$$
(2.7)

Um grosse K_P -Werte zu erreichen, müssen nach Gleichung (2.7) bei kleinen Druckänderungen $\Delta p_{hydr,aus}$ grosse Hubverstellungen erfolgen, die wiederum grosse k_V -Wert-Änderungen bewirken (Erläuterungen zum k_V -Wert findet man in Abschnitt 1.2.2.8):

- Grosse Hubverstellungen ergeben sich, wenn die Federsteifigkeit c_f möglichst klein und die Fläche der Antriebsmembran A_{Mem} gross ist.
- Die k_V-Wert-Änderung bei einer Hubverstellung hängt von der Kegelkontur und dem k_{VS}-Wert ab. Bei gleichem Hub resultieren bei steiler Stellkennlinie und/oder grossem k_{VS}-Wert grössere k_V-Wert-Änderungen als bei flacher Kennlinie und/oder kleinem k_{VS}-Wert.

Eine Auslegung auf einen grossen Proportionalbeiwert – und damit kleine Regelabweichung – führt demnach zu folgender Ausstattung:

• Weiche Feder oder grosse Antriebsfläche oder grosser – hier gleichbedeutend mit überdimensioniertem – k_{VS} -Wert oder Kombination daraus. Zu grosse Proportionalbeiwerte, besonders bei Einsatz eines überdimensionerten k_{VS} -Wertes, erhöhen die Schwingneigung des Regelkreises.

Dies steht nun aber im Gegensatz zum Bestreben, mit folgenden Massnahmen grosse Sollwerte/Stellkräfte zu realisieren:

- Steife Feder
- Kleine Antriebsfläche
- Vorgespannte, lange Feder

Will man ein Gerät mit grossen Sollwerten/Stellkräften bei kleinen Regelabweichungen verwirklichen, müssen bei der Auslegung von Feder und Antriebsfläche folgende Kompromisse eingegangen werden:

- Kleine Regelabweichungen müssen über grosse *k_{VS}*-Werte realisiert werden.
- Hohe Sollwerte sind über weiche, aber entsprechend lange Federn zu erreichen
- Es sind grosse Antriebsflächen einzusetzen.

Diese Varianten sind nicht uneingeschränkt nutzbar: Während sehr lange Federn zu aufwendigen und teuren Geräten mit grossen Abmessungen führen, hat der Einsatz eines überdimensionierten k_{VS} -Wertes physikalisch begründete Grenzen:

- Der Antrieb muss bei der Positionierung die Haft- und Gleitreibung überwinden, die an der Führung und Abdichtung der Kegel- und Antriebsstange entsteht. Zudem ist die Trägheit der Bauteilmassen zu berücksichtigen. Durch die Reibung sowie die zusätzlich notwendigen Kräfte zum Schliessen des Ventils erhält man anstatt des idealen Stellverhaltens eine Kennlinie mit Hysterese. Diese Hysterese begrenzt die erreichbare Stellgenauigkeit.
- Bei überdimensioniertem k_{VS} -Wert besteht die Gefahr, dass die Regelung schwingendes Verhalten aufweist. Zum Einen wird aufgrund der Hysterese die exakte Einstellung eines k_V -Wertes immer schwieriger, zum Anderen bewirken dann schon kleine Regelabweichungen sehr grosse k_V -Wert-Änderungen.

Die beschriebenen Zusammenhänge lassen klar erkennen, dass die Regelabweichung beim *ROH* stark von dessen Auslegung abhängt. Durch entsprechende Massnahmen kann die Regelabweichung deutlich reduziert werden.

2.2.1.2 Antrieb

Der Sollwert für den Druckregler kann grundsätzlich auf verschiedene Arten vorgegeben werden:

- Manuelle Sollwertvorgabe (mittels mechanischer Vorspannfeder)
- Pneumatische Sollwertvorgabe
- Elektrische Sollwertvorgabe

Normalerweise werden Membran-Druckregler pneumatisch betrieben. Für Anwendungen, bei welchen der Sollwert selten bis nie verstellt werden muss, eignet sich auch eine manuelle Sollwertvorgabe. In der vorliegenden Arbeit wird ein neuer Ansatz verfolgt: Die Sollwertvorgabe über einen elektrischen Direktantrieb. Ein wesentlicher Vorteil hierbei ist die hohe Dynamik, welche mit pneumatischen Antrieben und herkömmlichen elektrischen Antrieben mit Getrieben im geschlossenen Durchfluss-Regelkreis nicht erreicht werden kann. Die Regelkreisstruktur (Bild 2.10) basiert auf dem Konzept, welches in Abschnitt 1.2.4.2 erläutert wurde.



Bild 2.10: Regelkreisstruktur (separierte Variante)

Die Durchflussregelung erfolgt mittels einer Kaskadenschaltung bestehend aus dem unterlagerten Druckregler (*ROH*), einem Strom- und einem überlagerten Durchflussregelkreis.

Der Soll-Durchfluss wird als Eingabewert auf den Durchflussregler gegeben. Dieser berechnet mit dem Ist-Durchfluss den Soll-Strom für den Stromregler, welcher mit Hilfe des Ist-Stromes die Stellgrösse – ein PWM-Signal – für die Regelstrecke berechnet. Mittels des Ist-Stromes wird der elektrische Antrieb derart bestromt, dass sich der notwendige Solldruck für den *ROH* aufbaut, welcher den Soll-Durchfluss ermöglicht.

2.2.2 Bauform

Regler ohne Hilfsenergie (*ROH*) gibt es in verschiedenen Ausführungsformen. Insbesondere existieren solche, die hochreine und aggressive Flüssigkeiten – auch *Slurries* – befördern können. Hierbei werden sämtliche medienberührenden Teile aus Fluorkunststoff gefertigt. Die Vorspannfeder des hydraulischen Teils wird entweder mit Fluorkunststoff ummantelt (Einfach-Membran-Prinzip), oder mittels Membran vom hydraulischen Teil getrennt (Doppelmembran-Prinzip). Der elektrische Direktantrieb wird über die Antriebsmembran mit dem *ROH* gekoppelt. Aufgrund der Abtrennung vom hydraulischen Teil werden an den Antrieb keine speziellen Anforderungen bezüglich Medienresistenz oder Reinheit gestellt. Die Baugrösse des Antriebes hängt unmittelbar vom gewünschten Regelbereich ab. Wenn neben der eigentlichen Durchflussregelung auch die Schliessfunktion realisiert werden soll, muss der Antrieb entsprechend gross dimensioniert werden. In Bild 2.11 ist ein Querschnitt des elektrisch angetriebenen Druckreglers dargestellt.



Bild 2.11: Querschnitt des elektrisch angetriebenen Druckreglers

Das vorgestellte Regelkonzept besteht aus einem hydraulischen Teil (*ROH*), welcher in der Industrie Anwendung findet (pneumatische oder manuelle Ansteuerung), und einem elektrischen Direktantrieb. Aus dieser Kombination geht eine robuste Aktorkomponente hervor, welche nach Bedarf sowohl

in der Durchflussrate (*ROH* auswählen) als auch im Druckbereich (Antriebsgrösse) flexibel ausgelegt werden kann.

2.2.3 Ansteuerungselektronik

Welche Ansteuerungselektronik notwendig ist, hängt von der gewünschten Güte der Aktorkomponente ab. Um einen standardmässigen Betrieb zu gewährleisten, wie er durch pneumatische und manuelle Ansteuerung erfolgt, genügt eine einfache analoge Ansteuerungselektronik. Eine Durchflussregelung mittels geschlossenen Regelkreises wird hierbei durch eine übergeordnete Kontrollelektronik realisiert (Bild 1.14). Die Ansteuerungselektronik erhält als Eingangssignal lediglich ein analoges Signal (4 – 20 mA resp. 0 – 5 V), welches den Soll-Strom repräsentiert. Der Stromregler vergleicht diesen Soll-Strom mit dem gemessenen Ist-Strom, und berechnet daraus das zu stellende PWM-Signal.

Durch den Einsatz einer digitalen Ansteuerungselektronik, wie sie beispielsweise in [Schr/04] verwendet wird, kann die Güte der Aktorkomponente verbessert werden. Es besteht die Möglichkeit, Kompensationen und Kalibrierungen softwaremässig vorzunehmen, zudem kann die Durchflussregelung direkt auf der Ansteuerungselektronik erfolgen; eine übergeordnete Elektronik ist demnach nicht zwingend erforderlich.

2.3 Digitale Durchflussregelung

Bei der digitalen Durchflussregelung wird die Flüssigkeit durch mehrere parallel angeordnete, zuschaltbare Zweige geführt. Die Durchflusszweige bestehen aus unterschiedlich dünnen Kapillarschläuchen und Auf-/Zu-Ventilen. Die digitale Durchflussregelung ist sowohl bei druckbehafteten Leitungen (ohne Pumpe), als auch bei Systemen ohne Vordruck (Pumpe notwendig) möglich. Bei druckbehafteten Leitungen ist die Regelgenauigkeit, resp. der Diskretisierungsschritt, von der Anzahl der Durchflusszweige abhängig. Bei Systemen ohne genügend hohem Vordruck muss zwingend eine Pumpe eingesetzt werden. Die Kombination einer magnetgelagerten, drehzahlregelbaren Kreiselpumpe der Firma *Levitronix*[®] *GmbH* und mehreren zuschaltbaren Durchflusszweigen ermöglicht eine präzise Durchflussregelung bei hoher Dynamik. Die richtige Kombination der Durchflusszweige

stellt hierbei den optimalen Arbeitsbereich der Pumpe her. Durch die hohe Drehzahlauflösung kann die gewünschte Durchflussrate dann sehr genau geregelt werden.

2.3.1 Regelkonzept

Das Grundprinzip der digitalen Durchflussregelung basiert auf einem konstanten Eingangsdruck (druckbehaftete Leitung). Für die Durchflussregelung werden Auf-/Zu-Ventile eingesetzt. Der Durchfluss kann folglich nicht durch ein einziges Ventil variiert werden. Vielmehr ist es die Ventilkombination, welche für eine spezifische Durchflussrate ausschlaggebend ist. Durch die parallele Anordnung mehrerer Durchflusszweige und den Einbau unterschiedlicher Drosselungen ergeben sich durch die Variation der Ventilkombination verschiedene Gesamtdurchflussraten. Wenn die Verengungen so ausgelegt werden, dass jeder Zweig bei gleichem Druckabfall die halbe Durchflussrate des nächst grösseren Kanals liefern kann, ergibt sich die gewünschte digitale Struktur. Prinzipbedingt kann nicht jede Durchflussrate eingestellt werden. Um beliebig feine Schritte zu gewährleisten, würden unendlich viele Durchflusszweige benötigt. Mit acht Zweigen können jedoch bereits $2^8 = 256$ Durchflussraten realisiert werden. Bei einem Maximaldurchfluss von 1 l/min entspricht diese Diskretisierung Schritten von 3,9 ml/min. Mit jedem zusätzlichen Durchflusszweig kann man diese Schrittweite ein weiteres Mal halbieren. In Bild 2.12 ist die Regelkreisstruktur dargestellt.



Bild 2.12: Regelkreisstruktur (digitale Variante)

Der Soll-Durchfluss wird als Eingabewert auf den Durchflussregler gegeben. Dieser berechnet mit Hilfe des Ist-Durchflusses die zu stellende Ventilkombination. Aufgrund der Diskretisierungsschritte ergibt sich eine bleibende Regelabweichung.

Die Regelgüte kann wesentlich verbessert werden, wenn zusätzlich zu den parallelen Durchflusszweigen eine drehzahlregelbare Pumpe eingesetzt wird. Die Kombination der Ventile ermöglicht hierbei die Grobeinstellung des Soll-Durchflusses durch Vorsteuerung, während mittels Drehzahlregelung der Soll-Durchfluss ohne Regelabweichung erreicht werden kann. Bild 2.13 zeigt die entsprechende Regelkreisstruktur.



Bild 2.13: Regelkreisstruktur (digitale Variante mit Pumpe)

2.3.2 Bauform

Für die Realisierung eines digitalen Durchflussreglers werden direktgesteuerte Magnetventile verwendet. Aufgrund der spezifischen Anforderungen kommen ummantelte Ventile zum Einsatz. Die einzelnen Durchflusszweige sind so dimensioniert und angeordnet, dass über jedem Pfad der gleiche Druckabfall anliegt. Die Durchflussraten jedoch unterscheiden sich um jeweils Faktor 2 zum nächst kleineren resp. grösseren Zweig. Um reproduzierbare Verhältnisse zu gewährleisten, werden spezielle Kapillarschläuche aus Kunststoff benötigt. Somit ergeben sich zwei Druckniveaus: Das Eingangsund das Ausgangsdruckniveau. Bei druckbehafteten Leitungen wird von konstantem Eingangsdruck ausgegangen, bei Systemen ohne Vordruck wird der notwendige Eingangsdruck über eine drehzahlregelbare Pumpe aufgebaut. Das Ausgangsdruckniveau ergibt sich aufgrund des Eingangsdruckes abzüglich des Druckverlustes über den Durchflusszweigen. Das für einen gewünschten Durchfluss benötigte Ausgangsdruckniveau hängt massgebend von der Last ab, welche zwischen Durchflussreglerausgang und dem *Point-of-use* vorhanden ist. Bild 2.14 zeigt den schematischen Aufbau des digitalen Durchflussreglers mit druckbehafteter Leitung.



Bild 2.14: Schematischer Aufbau des digitalen Durchflussreglers mit druckbehafteter Leitung

Falls keine druckbehafteten Leitungen vorliegen, oder wenn die Regelgüte hohen Ansprüchen genügen muss, ist eine drehzahlregelbare Pumpe im System zu integrieren. Den schematischen Aufbau zeigt Bild 2.15.



Bild 2.15: Schematischer Aufbau des digitalen Durchflussreglers mit Pumpe
2.3.3 Ansteuerungselektronik

Die digitale Durchflussregelung basiert auf einem digitalen Signalprozessor. Für die Ansteuerung des digitalen Durchflussreglers eignet sich die für den Durchflussmesser entwickelte digitale Elektronik von [Schr/04] optimal. Die auf dem DSP vorhandenen 16 digitalen I/O-Pins decken den Bedarf an digitalen Ausgängen für die Ansteuerung der Magnetventile vollumfänglich ab. Der Ist-Wert des Durchflusses wird über ein analoges Signal (4 – 20 mA) vom Durchflussensor auf die Elektronik geführt und bildet zusammen mit dem Soll-Wert den Eingang des Durchflussreglers. Dieser berechnet anhand eines Algorithmus die zu stellende Ventilkombination.

Um mittels der digitalen Ausgänge des Signalprozessors die Magnetventile ansteuern zu können, wird eine Verstärkerschaltung benötigt. Bild 2.16 zeigt das Schema der entsprechenden Schaltung.



Bild 2.16: Schema der Ventilansteuerung

Da die digitalen Ausgänge des DSP nicht direkt belastet werden können, muss eine Treiberschaltung zwischen DSP und Optokoppler eingebaut werden. Das Treibersignal (D_{Sig}) wird mittels eines ohmschen Widerstandes Rstrombegrenzt und auf den Optokoppler gegeben. Dieser dient der galvanischen Trennung der Stromkreise. Das abgeschwächte Signal am Ausgang des Optokopplers dient als Gate für den digitalen *FET*. Wenn an diesem Gate *G* eine Spannung grösser als 1.5 V anliegt, wird Drain *D* mit Source *S* kurzgeschlossen. In diesem Fall bildet sich rechts ein Stromkreislauf, der das Ventil antreibt. Das Ventil ist im unbestromten Zustand geschlossen, sobald eine Spannung von 24 V anliegt, öffnet es sich innert kürzester Zeit und schliesst erst wieder, wenn die Spannung abfällt. Der Jumper nach dem Optokoppler dient der manuellen Bedienung der Ventile. Der LED-Zweig links neben dem Ventil zeigt visuell an, ob das Ventil geöffnet oder geschlossen ist. Da für jedes Ventil eine solche Ansteuerung benötigt wird, wächst der Schaltungsaufwand linear mit der Anzahl verwendeter Durchflusszweige.

3 Hochintegrierte Durchflussregelung

Dieses Kapitel befasst sich mit der Analyse einer hochintegrierten Durchflussregelung. Einleitend wird ein Überblick über die am Durchflussregler wirkenden Kräfte gegeben. Die Auslegung des Durchflussreglers besteht im Wesentlichen aus einem fluiddynamischen und einem elektromagnetischen Teil. Es folgen die thermische Modellierung sowie die Materialwahl für aggressive Medien. Das elektronische System und die Signalverarbeitung werden am Ende des Kapitels behandelt.

3.1 Wirkende Kräfte am Durchflussregler

Bild 3.1 zeigt einen Querschnitt des Durchflussreglers mit den axialen Kräften im stationären Zustand.



Bild 3.1: Axiale Kräfte am Schwebekörper bei vertikaler Montage im stationären Zustand

Die Flüssigkeit fliesst durch den Spalt zwischen Schwebekörper und Messrohr. Es wirken in Flussrichtung (senkrecht nach unten) die Druckkraft F_p , die Resultierende aller Reibungskräfte F_r sowie die Gewichtskraft F_G . In Gegenrichtung wirken die Auftriebskraft F_A und die elektromagnetische Kraft F_M . Aus Bild 3.1 geht hervor, dass die Kraftangriffsstellen eine Stabilisierung des Schwebekörpers bewirken, indem die Kräfte den Schwebekörper in axialer Richtung strecken. Für die zu regelnde elektromagnetische Kraft F_M ergibt sich die Gleichung (3.1):

$$F_{M} = F_{P} + F_{r} + F_{G} - F_{A}.$$
(3.1)

Die fluiddynamischen Kräfte F_p und F_r können nur als Summe F_Q gemessen werden.

$$F_Q = F_P + F_r \tag{3.2}$$

Die Auftriebskraft F_A ist als Subtraktion von der Gewichtskraft F_G zu messen. Bei konstanter Dichte der Flüssigkeit kann die resultierende Kraft als Konstantkraft F_C ausgedrückt werden:

$$F_C = F_G - F_A = V_S \cdot (\rho_S - \rho_M) \cdot g = m_S \cdot g \cdot \left(1 - \frac{\rho_M}{\rho_S}\right). \tag{3.3}$$

Gleichung (3.1) vereinfacht sich folglich zu Gleichung (3.4):

$$F_M = F_Q + F_C . (3.4)$$

Die Durchflussmessung basiert auf einer Kraft-Kompensationsmessung. Die Summe aus der fluiddynamischen Kraft F_Q und der Konstantkraft F_C muss durch die elektromagnetische Kraft F_M kompensiert werden, um die Position des Schwebekörpers halten zu können.

Die wirkenden fluiddynamischen und elektromagnetischen Kräfte am Durchflussregler werden in den Unterkapiteln 3.2 und 3.3 genauer untersucht.

3.2 Fluiddynamische Untersuchungen

In diesem Unterkapitel werden die verschiedenen Strömungsprofile und der Begriff der Reynoldszahl vorgestellt. Die Anwendung des allgemeinen Impulssatzes für ein Newtonsches Fluid führt zu den *Navier-Stokes*-Gleichungen. Diese können im vorliegenden Fall einer axialsymmetrischen Strömung und konstantem Geschwindigkeitsprofil entlang der Zylinderachse mathematisch einfach gelöst werden. Mittels fluiddynamischer Simulationen werden die Druck- und Strömungsverhältnisse im Durchflussregler genauer untersucht.

3.2.1 Einführung

Grundsätzlich wird in der Fluiddynamik zwischen laminarer und turbulenter Strömung sowie dem Grenzbereich unterschieden. Die Reynoldszahl stellt in diesem Zusammenhang eine wichtige Grösse dar. Im Folgenden werden die Strömungsprofile, insbesondere auch der Grenzbereich, sowie die Definition der Reynoldszahl vorgestellt. Anhand einer Messdüse wird die Problematik einer Sensorkalibrierung erläutert. Es ist zweckmässig, zwischen der makroskopischen (nachfolgend "Flüssigkeitsteilchen" genannt) und der molekularen Betrachtungsweise zu unterscheiden.

3.2.1.1 Laminare Strömung

In laminaren Strömungen bewegen sich die Flüssigkeitsteilchen derart, dass sie stets ihre relative Position gegenüber anderen Flüssigkeitsteilchen beibehalten, es gilt die sogenannte Stromfadentheorie. In einem geraden Rohr bewegen sich die Teilchen demzufolge in parallelen Linien (Bild 3.2a). Quer zur Strömungsrichtung gibt es keine Teilchenbewegung, sondern ausschliesslich Transportprozesse auf molekularer Ebene. Aufgrund der Reibung hat die Fliessgeschwindigkeit an der Rohrwand den Wert "null", während in der Rohrmitte der geringste Widerstand einwirkt. Das daraus entstehende (stabile) Geschwindigkeitsprofil ist "parabelförmig" ausgebildet (Bild 3.2b).



Bild 3.2: Laminare Strömungslinien (a) und entsprechendes Geschwindigkeitsprofil (b) in einem geraden Rohr

3.2.1.2 Turbulente Strömungen

In turbulenten Strömungen bewegen sich die Flüssigkeitsteilchen im Gegensatz zu laminaren Strömungen nicht in geordneten Bahnen, sondern sie nehmen zufällige, relative Positionen ein. Neben der Hauptbewegung in Strömungsrichtung finden auch Austauschvorgänge durch sprungartiges Platzwechseln von Flüssigkeitsteilchen quer zur Strömungsrichtung statt. Aufgrund dieser Wechselwirkungen werden schnelle Teilchen abgebremst und langsame Teilchen beschleunigt, sodass sich im Endergebnis die meisten Flüssigkeitsteilchen mit nahezu identischer Geschwindigkeit in der Mitte des durchströmten Rohres bewegen (Bild 3.3).



Bild 3.3: Turbulente Strömungslinien (a) und entsprechendes Geschwindigkeitsprofil (b) in einem geraden Rohr

In der Nähe der Rohrwand entsteht aufgrund von Reibungseffekten ein Geschwindigkeitsgradient. In diesem Bereich – der sogenannten *Grenzschicht* (Abschnitt 3.2.1.3) – ändert sich die Geschwindigkeit stark in Abhängigkeit der Rohrwandnähe. Die Grenzschicht kann in manchen Fällen sehr dünn sein oder den halben Durchmesser eines Rohres einnehmen. Mit steigender Fliessgeschwindigkeit wird die Grenzschicht dünner und das Geschwindigkeitsprofil flacher, wodurch sich die Profileinflüsse verringern.

3.2.1.3 Grenzschichten

In (stationären) Strömungen, wie sie in den betrachteten Beispielen angetroffen werden, stellt sich eine (zeitunabhängige) Geschwindigkeitsverteilung ein, die an allen Kontaktflächen zwischen strömendem Medium und festen Körpern der Randbedingung (*"no-slip boundary condition"*) unterliegt, wonach die Relativgeschwindigkeit des Mediums in unmittelbarer Wandnähe gleich null sein muss. Von der wandnächsten Fluidschicht aus werden die Reibungskräfte, die zwischen Wand und Fluid wirken (und physikalisch gesehen Adhäsionskräfte sind), über Schubspannungen auf immer weiter im Strömungsinneren liegende Fluidschichten übertragen. Je nach Mechanismus der Impulsübertragung quer zur Strömungsrichtung resultiert dies in unterschiedlich grossen örtlichen Geschwindigkeitsgradienten.

Der Bereich – oder vielmehr: die Schicht – zwischen der fluidberührten Körperwand und dem Teil der Strömung, in dem die Geschwindigkeitsverteilung identisch mit einer ist, die sich unter ansonsten gleichen Bedingungen für ein reibungsfrei strömendes Medium ergeben hätte, heisst Grenzschicht.



Bild 3.4: Grenzschichtentstehung an einer querangeströmten ebenen Platte

Wie in Bild 3.4 am Beispiel der querangeströmten ebenen Platte verdeutlicht, weist die Grenzschicht eine über dem Strömungsverlauf veränderliche, stromabwärts anwachsende Dicke d_{gr} auf. Ausserdem schlägt die Natur der Strömung innerhalb der Grenzschicht von einer anfänglich laminaren in eine zweigeteilte um (x_c) , in der ein turbulent ausgeprägter Hauptteil eine laminare Unterschicht überlagert, deren Dicke unter anderem von der Rauhigkeit der umströmten Körperwand abhängt.

Die Bedeutung von *Grenzschichten* für Strömungsmessungen und ihr Einfluss auf Durchflussmessgeräte sind sehr hoch einzuschätzen. Bei vielen Geräten befinden sich die eigentlichen Messpunkte bzw. –sensoren unmittelbar in oder in der Nähe dieser Schicht bei der Rohrwand. Die folgenden zwei Beispiele verdeutlichen diesen Sachverhalt:

- Bei Wirkdruck-Messgeräten wird der Druck über Bohrungen in der Rohrwandung abgegriffen, also direkt in der Grenzschicht.
- Für die Durchflussmessung mit Ultraschallgeräten sitzen die piezoelektrischen Sensoren an der Rohrinnenwand.

Der hydraulische Zustand und der Geschwindigkeitsgradient am Messpunkt wirken sich somit direkt auf die Signalerfassung bei Durchflussmessgeräten aus. Grenzschichten sind ein wesentlicher Bestandteil des Strömungsprofilaufbaus und deshalb von grosser Bedeutung für die Messgenauigkeit.

3.2.1.4 Reynoldszahl

Die Reynoldszahl (Ähnlichkeitsziffer) ist als Begriff und als Konzept für die Strömungsdynamik enorm wichtig und spielt in der modernen Strömungslehre eine überragende Rolle. Es zeigt sich, dass bei fast allen Strömungsvorgängen nicht etwa die Fliessgeschwindigkeit, sondern die Reynoldszahl die massgebende Grösse für den Strömungszustand ist. Sie ist nach dem englischen Physiker *Osborne Reynolds* (1842-1912) benannt, der diese physikalische Kenngrösse als Erster angewendet hat.

Medien setzen äusseren Formänderungen Widerstand entgegen. Die Viskosität ist ein Hauptfaktor dieses Widerstandes. Die treibende Kraft hinter diesen Änderungen ist das Trägheitsmoment des Mediums ($\rho \cdot v^2 =$ Trägheitskraft pro Flächeneinheit). Das Verhältnis der beiden Parameter – Trägheitskraft zu Widerstandskraft ($\mu \cdot dv/dx =$ Schubspannung) – ist die Reynoldszahl (*Re*).

$$Re = \frac{\rho \cdot v^2 \cdot L_{ch}}{\mu \cdot v} = \frac{v \cdot L_{ch}}{v}$$
(3.5)

- v Strömungsgeschwindigkeit
- *L_{ch}* Charakteristische Länge (z.B. Rohrdurchmesser)
- v Kinematische Viskosität (μ/ρ)
- μ Dynamische Viskosität
- ρ Messstoffdichte

Zwei Strömungen sind dann ähnlich, wenn die geometrischen Konturen des um- resp. durchströmten Körpers ähnlich sind und die entsprechenden Reynoldszahlen übereinstimmen.

Hohe Trägheitskräfte (grosse Reynoldszahlen) kennzeichnen eine frei fliessende Strömung. Beispiele für eine grosse Reynoldszahl sind Wasserströme in Versorgungsleitungen oder Erdgasströme mit hoher Geschwindigkeit. Beispiele für eine kleine Reynoldszahl sind z.B. das Ausfliessen von Teer, dickflüssigem Honig oder von Sirup aus einem Behälter, aber auch Wasser in sehr dünnen Kapillaren.

Liegt der Wert der Reynoldszahl unter 1000, ist die Strömung grundsätzlich laminar, oberhalb von 5000 ist sie in der Regel turbulent. Der Umschlag findet zwischen diesen beiden Werten statt, typischerweise bei ca. 2300.

Im *Moody*-Diagramm (Bild 3.5) ist der dimensionslose Reibungsbeiwert λ für einen Satz von Rauhigkeitswerten, d/k, gegen die Reynoldszahl aufgetragen. d steht hierbei für den Rohrdurchmesser, k bedeutet die Rohrrauhigkeit. Bei der Bildung des Rauhigkeitswertes d/k sind für d und k identische Längeneinheiten einzusetzen. Während die Reibung im laminaren Bereich unabhängig von der Rohrrauhigkeit ist und folglich nur eine Kennlinie existiert, ergibt sich im turbulenten Bereich aufgrund der rauhigkeitsabhängigen Reibung eine Kurvenschar. Wie in Bild 3.5 ersichtlich, nimmt der Reibungsbeiwert λ ab einer gewissen Reynoldszahl für eine gegebene Rauhigkeit von einer Kennlinie des hydraulisch (ideal) glatten Rohres.



Bild 3.5: Moody-Diagramm

3.2.1.5 Kalibrierung einer Messdüse

Reibungsbeiwert, Reynoldszahl und Geschwindigkeitsprofil sind von der Durchflussrate abhängig und beeinflussen die Genauigkeit eines Durchflussmessgerätes entscheidend. In der Regel werden Messgeräte für turbulente Strömungen ausgelegt, wobei einige auch im laminaren Bereich zuverlässig arbeiten. Für den bei der Messdüse zu bestimmenden Staudruck gilt im turbulenten Zustand:

$$\Delta p = c_D \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_z^2 \,. \tag{3.6}$$

Folglich kann im turbulenten Bereich mit einem konstanten Durchflusskoeffizienten c_D gearbeitet werden. v_z bedeutet hierbei die Strömungsgeschwindigkeit in axialer Richtung. Im laminaren Zustand gilt:

$$\Delta p = K_1 \cdot v_z, \qquad (3.7)$$

wobei K_1 eine dimensionsbehaftete Konstante darstellt. Um das gleiche Messverfahren wie bei turbulenter Strömung verwenden zu können, muss im laminaren Bereich ein variabler Koeffizient c_D eingesetzt werden. Durch Gleichsetzen von Gleichung (3.6) mit Gleichung (3.7), Umformen und Einsetzen der Reynoldszahl folgt:

$$c_D(Re) = \frac{K_2}{Re}.$$
(3.8)

 K_2 stellt eine weitere dimensionsbehaftete Konstante dar.



Bild 3.6: Kalibrierung einer Durchfluss-Messdüse

Bild 3.6 zeigt den Sachverhalt für eine Durchfluss-Messdüse, welche über einen grossen Reynoldszahlbereich kalibriert wurde.

In turbulenten Strömungen ist der Durchflusskoeffizient konstant. Bei sinkender Reynoldszahl jedoch ist beim Eintritt in den Übergangsbereich ein leichter Abfall erkennbar, gefolgt von einem deutlichen Anstieg – also dort, wo sich die in Bild 3.2 dargestellten, parabelförmigen Geschwindigkeitsprofile wieder ausbilden können. Wenn die Viskositätskräfte überwiegen, fällt der Strömungskoeffizient mit fallender Reynoldszahl ab [Endr/03].

3.2.2 Strömungsberechnungen am Durchflussregler

Die nachfolgenden Strömungsberechnungen basieren auf vereinfachten, laminaren oder turbulenten Modellen. Die exakte Erfassung beider Bereiche sowie des erwähnten Grenzbereiches ist nur mittels fluiddynamischer Simulation möglich.

3.2.2.1 Laminares Modell

In laminaren Strömungen ist die Reibung unabhängig von der Rohrrauhigkeit und hängt stark von der Reynoldszahl ab. Für die Schubspannung gilt:

$$\tau = \mu \cdot \frac{dv_x}{dy}, \qquad (3.9)$$

wobei dv_x/dy den Geschwindigkeitsgradienten senkrecht zur Fliessrichtung darstellt und μ die Viskosität der Flüssigkeit bezeichnet. In zylindrischer Geometrie gilt:

$$\tau = \mu \cdot \frac{dv_z}{dr} \tag{3.10}$$

Auf die Flüssigkeitsteilchen, welche am Schwebekörper vorbeigleiten, wirkt die Viskositätskraft F_r . Gemäss dem Prinzip von actio und reactio üben die Flüssigkeitsteilchen eine gleichgrosse, aber entgegengesetzte Kraft auf den Schwebekörper aus. Für F_r gilt:

$$F_r = A_M \cdot \tau , \qquad (3.11)$$

 A_M bedeutet die Mantelfläche des Schwebekörpers. Gleichung (3.10) in Gleichung (3.11) eingesetzt ergibt:

$$F_r = A_M \cdot \mu \cdot \frac{dv_z}{dr} \bigg|_{M:r=r_{zyl}}.$$
(3.12)

Um mit Gleichung (3.12) die Viskositätskraft berechnen zu können, muss das Geschwindigkeitsprofil im Durchflussregler bekannt sein. Zur Vereinfachung der Berechnung des Geschwindigkeitsprofils ist es zweckmässig, den Durchflussregler in mehrere einfache Geometrien aufzuteilen. Die einzelnen, resultierenden Viskositätskräfte können als totale Viskositätskraft aufsummiert werden.

Strömung in zylindrischer Symmetrie

Zur allgemeinen Berechnung der Geschwindigkeitsverteilung in axialsymmetrischen Kanälen wird ein Volumenelement von der Form eines Hohlzylinders mit mittlerem Radius r, Elementdicke Δr und Länge Δz betrachtet (Bild 3.7).



Bild 3.7: Hohlzylinder

Auf ein Flüssigkeitsteilchen wirken folgende Kräfte:

- Viskositätskraft F_{visc}^{A} aufgrund der Reibung an nach aussen benachbarten Flüssigkeitsteilchen
- Viskositätskraft F_{visc}^{I} aufgrund der Reibung an nach innen benachbarten Flüssigkeitsteilchen
- Druckkraft F_P

Die Richtungen der in Bild 3.8 eingezeichneten Kräfte gelten für Flüssigkeitsteilchen, welche sich in der Nähe der Aussenwand befinden. Aufgrund des gegen aussen abnehmenden Geschwindigkeitsgradienten dv_z/dr ergibt sich eine verzögernde Viskositätskraft durch die Reibung an der Aussenwand. Die Reibung an der Innenwand hingegen wirkt infolge des gegen innen ansteigenden Geschwindigkeitsgradienten beschleunigend.



Bild 3.8: Kräfte, welche auf ein Flüssigkeitsteilchen wirken

Da die Gewichtskraft wesentlich kleiner ist als die auftretende Druckkraft, kann sie vernachlässigt werden. Im stationären Zustand treten zudem keine Trägheitskräfte auf.

Es gilt:

$$F_{visc}^{A} = \Delta z \cdot 2\pi \left(r + \frac{\Delta r}{2} \right) \cdot \left[\frac{dv_{z}}{dr} + \frac{d^{2}v_{z}}{dr^{2}} \cdot \frac{\Delta r}{2} \right] \cdot \mu$$
(3.13)
Näherung für
$$\frac{dv_{z}}{dr} \Big|_{r + \frac{\Delta r}{2}}$$
$$F_{-}^{I} = -\Delta z \cdot 2\pi \left(r - \frac{\Delta r}{2} \right) \cdot \left[\frac{dv_{z}}{dr} - \frac{d^{2}v_{z}}{dr^{2}} \cdot \frac{\Delta r}{2} \right] \cdot \mu$$
(3.14)

$$F_{visc}^{I} = -\Delta z \cdot 2\pi \left(r - \frac{\Delta r}{2} \right) \cdot \left[\frac{dv_z}{dr} - \frac{d^2 v_z}{dr^2} \cdot \frac{\Delta r}{2} \right] \cdot \mu$$
(3.14)

$$F_{P} = -\pi \cdot \left[\left(r + \frac{\Delta r}{2} \right)^{2} - \left(r - \frac{\Delta r}{2} \right)^{2} \right] \cdot \Delta p$$
(3.15)

Das negative Vorzeichen in Gleichung (3.14) resultiert aus der Betrachtung des Geschwindigkeitsgradienten dv_z/dr für kleiner werdende r. Das Minus-

zeichen in Gleichung (3.15) geht aus der verwendeten Definition des Druckabfalls ($\Delta p < 0$) bei positiver Druckkraft F_P hervor.

Im stationären Fall kompensieren sich die Druckkraft und die Viskositätskräfte, es gilt:

$$F_{visc}^{A} + F_{visc}^{I} + F_{P} = 0. (3.16)$$

Durch Einsetzen von (3.13), (3.14) und (3.15) in (3.16), Ausmultiplizieren und Umformen ergibt sich:

$$\Delta z \cdot \left\{ 2\pi r \cdot \frac{d^2 v_z}{dr^2} \cdot \Delta r + 2\pi \Delta r \cdot \frac{dv_z}{dr} \right\} \mu = 2\pi \Delta p \cdot r \Delta r .$$
(3.17)

Gleichung (3.17) führt durch weiteres Umformen, Kürzen und infinitesimaler Betrachtung auf folgende Differentialgleichung 2. Ordnung:

$$0 = \frac{1}{\mu} \cdot \left(-\frac{dp}{dz}\right) + \frac{d^2 v_z}{dr^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{dv_z}{dr} \,. \tag{3.18}$$

Die Gleichung (3.18) entspricht der Bewegungsgleichung (*Navier-Stokes-*Gleichung) in z-Richung in Zylinderkoordinaten für axialsymmetrische Strömung und konstantem Geschwindigkeitsprofil entlang der Zylinderachse für ein Newtonsches Fluid. Die Bewegungsgleichungen in r- und Θ -Richtung ergeben sich aufgrund der vorliegenden Bedingungen zu Null.

Mit der Substitution

$$a_z(r) = \frac{dv_z}{dr} \tag{3.19}$$

ergibt sich:

$$\frac{da_z(r)}{dr} + \frac{1}{r} \cdot a_z(r) = \frac{1}{\mu} \cdot \frac{dp}{dz} .$$
(3.20)

Durch die Wahl des Ansatzes

 $a_z(r) = A \cdot r \tag{3.21}$

kann Gleichung (3.20) wie folgt geschrieben werden:

$$A + A = \frac{1}{\mu} \cdot \frac{dp}{dz} \,. \tag{3.22}$$

Für *A* gilt:

$$A = \frac{1}{2\mu} \cdot \frac{dp}{dz} \,. \tag{3.23}$$

Durch Lösen der homogenen Gleichung

$$\frac{da_z(r)}{dr} + \frac{1}{r} \cdot a_z(r) = 0 \tag{3.24}$$

folgt

$$a_z(r) = B \cdot \frac{1}{r}. \tag{3.25}$$

Somit gilt:

$$a_{z}(r) = \frac{1}{2\mu} \cdot \frac{dp}{dz} \cdot r + B \cdot \frac{1}{r}$$
(3.26)

und durch Rücksubstitution

$$v_z(r) = \frac{1}{4\mu} \cdot \frac{dp}{dz} \cdot r^2 + B \cdot \ln(r) + C. \qquad (3.27)$$

Bei einem Ringquerschnitt gelten folgende Randbedingungen:

$$v_{z}(r_{1}) = \frac{1}{4\mu} \cdot \frac{dp}{dz} \cdot r_{1}^{2} + B \cdot \ln(r_{1}) + C = 0$$
(3.28)

$$v_{z}(r_{2}) = \frac{1}{4\mu} \cdot \frac{dp}{dz} \cdot r_{2}^{2} + B \cdot \ln(r_{2}) + C = 0.$$
(3.29)

Durch Differenzbildung der Gleichungen (3.28) und (3.29) lässt sich *C* eliminieren und *B* berechnen:

$$\frac{1}{4\mu} \cdot \frac{dp}{dz} \cdot \left[r_1^2 - r_2^2\right] + B \cdot \ln(r_1) - B \cdot \ln(r_2) = 0$$
(3.30)

und durch Umformen

$$B = \frac{1}{4\mu} \cdot \left(-\frac{dp}{dz}\right) \cdot \frac{r_2^2 - r_1^2}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}.$$
(3.31)

Gleichung (3.31) in Gleichung (3.27) eingesetzt ergibt:

$$v_{z}(r) = \frac{1}{4\mu} \cdot \left(-\frac{dp}{dz}\right) \cdot \left\{\frac{r_{2}^{2} - r_{1}^{2}}{\ln\left(\frac{r_{2}}{r_{1}}\right)} \cdot \ln(r) - r^{2}\right\} + C.$$
(3.32)

Durch Einsetzen der 1. Randbedingung

$$v_z(r_1) = 0 (3.33)$$

berechnet sich *C* zu

$$C = \frac{1}{4\mu} \cdot \left(-\frac{dp}{dz}\right) \cdot \left\{r_{1}^{2} - \frac{r_{2}^{2} - r_{1}^{2}}{\ln\left(\frac{r_{2}}{r_{1}}\right)} \cdot \ln(r_{1})\right\}.$$
(3.34)

Für das Strömungsprofil gilt folglich:

$$v_{z}(r) = \frac{1}{4\mu} \cdot \left(-\frac{\Delta p}{\Delta z}\right) \cdot \left\{ [r_{2}^{2} - r_{1}^{2}] \cdot \frac{\ln\left(\frac{r}{r_{1}}\right)}{\ln\left(\frac{r_{2}}{r_{1}}\right)} - (r^{2} - r_{1}^{2}) \right\}.$$
 (3.35)

Beide Randbedingungen werden durch Gleichung (3.35) erfüllt. Der Radius mit der höchsten Strömungsgeschwindigkeit kann durch Ableiten der Gleichung (3.35) nach r und Nullsetzen berechnet werden. Es gilt:

$$r_{\nu,\max} = \sqrt{\frac{(r_2 + r_1)}{2} \cdot \frac{(r_2 - r_1)}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}}.$$
(3.36)

Die maximale Strömungsgeschwindigkeit $v_{z,max}$ wird in der Nähe der Strömungsquerschnittsmitte erreicht.

In Bild 3.9 ist das Strömungsprofil schematisch dargestellt.



Bild 3.9: Strömungsprofil in einem Hohlzylinder

Um die Viskositätskraft zu berechnen, welche auf den Schwebekörper mit dem Radius r_1 wirkt, muss die Ableitung von $v_z(r)$ an der Stelle $r = r_1$ berechnet werden:

$$\frac{dv_z(r)}{dr}\Big|_{r=r_1} = \frac{1}{4\mu} \cdot \left(-\frac{\Delta p}{\Delta z}\right) \cdot \left\{\frac{1}{r_1} \cdot \frac{[r_2^2 - r_1^2]}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} - 2r_1\right\}.$$
(3.37)

Mit der Mantelfläche

 $A_M = 2\pi r_1 \Delta z \tag{3.38}$

kann Gleichung (3.12) wie folgt geschrieben werden:

$$F_{r} = A_{M} \cdot \mu \cdot \frac{dv_{z}}{dr} = \frac{\pi}{2} \cdot \left(-\Delta p\right) \cdot \left\{\frac{r_{2}^{2} - r_{1}^{2}}{\ln\left(\frac{r_{2}}{r_{1}}\right)} - 2r_{1}^{2}\right\}.$$
(3.39)

Die Reibungskraft F_r hängt also nur vom Differenzdruck Δp und von der Ventilposition ab. Falls sich der Schwebekörper an einer festen Position befindet, bleibt der Term in Klammern von Gleichung (3.39) konstant und F_r ist proportional zum Differenzdruck Δp :

$$F_r \sim \Delta p \ . \tag{3.40}$$

Wenn man davon ausgeht, dass der Schwebekörper immer senkrecht steht, ist dessen Querschnittsfläche A_S konstant und es gilt:

$$F_p = \pi r_1^2 \cdot \Delta p \ . \tag{3.41}$$

Bei vernachlässigbarer Gewichts- und Auftriebskraft vereinfacht sich Gleichung *(3.1)* unter Berücksichtigung der Kraftrichtungen beim betrachteten Flüssigkeitsteilchen zu:

$$F_{M} = F_{P} + F_{r} = \frac{\pi}{2} \cdot \left(-\Delta p\right) \cdot \left\{\frac{r_{2}^{2} - r_{1}^{2}}{\ln\left(\frac{r_{2}}{r_{1}}\right)} - \underbrace{2r_{1}^{2} + 2r_{1}^{2}}_{=0}\right\}.$$
(3.42)

Aus den Beziehungen (3.40), (3.41) und (3.42) folgt schliesslich:

$$F_M \sim \Delta p \ . \tag{3.43}$$

Für den Strom durch die Spule des Durchflussreglers gilt folgender Zusammenhang (wird in Unterkapitel 3.3 hergeleitet):

$$I \sim F_M \,. \tag{3.44}$$

Aus (3.43) und (3.44) resultiert:

$$I \sim \Delta p \ . \tag{3.45}$$

Demnach müssen die Kennlinien Strom über Durchfluss und Druck über Durchfluss das gleiche Verhalten aufweisen.

3.2.2.2 Turbulentes Modell

Für die bisherigen Betrachtungen wurde laminare Strömung angenommen. Das Verhalten der Kennlinien bei turbulenter Strömung muss separat betrachtet werden.

Für eine Strömung – z.B. in einem Rohr – wird der Strömungswiderstand R_{str} folgendermassen definiert (Q = Durchfluss):

$$R_{str} = \frac{\Delta p}{Q} \,. \tag{3.46}$$

Für laminare Strömungen ist der Strömungswiderstand konstant. Der Durchfluss nimmt linear mit der Druckdifferenz über dem Rohr zu. Die Strömungslinien sind in Bild 3.2a dargestellt. Bei turbulenten Strömungen (Bild 3.3a) wächst bei gegebener Rohrgeometrie der Strömungswiderstand gegenüber der laminaren Strömung an. Neben der Translationsbewegung treten auch noch Rotationsbewegungen auf und es wird mehr mechanische Bewegungsenergie in Wärme und Schall umgewandelt.



Bild 3.10: Strömungswiderstand bei laminarer und turbulenter Strömung

Möchte man bei turbulenter Strömung den Durchfluss erhöhen, muss überproportional mehr Druck aufgewendet werden. Diese Verhältnisse zeigt Bild 3.10.

Für die elektromagnetische Kraft F_M gilt dann (wenn die Gewichtskraft vernachlässigt wird und der Schwebekörper sich nicht bewegt):

$$F_M = F_{r,turbulent} + F_p . \tag{3.47}$$

Die Gleichung (3.12) zur Berechnung der Reibungskraft kann nur bei laminarer Strömung angewendet werden. Für $F_{r,turbulent}$ gilt:

$$F_{r,turbulent} \sim v^2 \,. \tag{3.48}$$

Den Durchfluss durch den Zylinder erhält man mit der Formel:

$$Q = \frac{dV}{dt} = \frac{d(l \cdot A)}{dt} = v_m \cdot A, \qquad (3.49)$$

wobei v_m die mittlere Geschwindigkeit bezeichnet. Der Durchfluss ist demnach proportional zur mittleren Geschwindigkeit. Daraus und aus Gleichung (3.48) ist ersichtlich, dass die Reibungskraft $F_{r,turbulent}$ mit dem Durchfluss quadratisch zunimmt. Auch F_p wächst gegenüber dem Durchfluss quadratisch und dasselbe gilt auch für F_M . Auch bei turbulenter Strömung sollten folglich - bei konstanter Geometrie und ohne andere äussere Kräfte - die Kennlinien Strom über Durchfluss und Druck über Durchfluss dasselbe Verhalten aufweisen. Wenn Übergänge von laminarer zu turbulenter Strömung oder umgekehrt stattfinden, muss dies in beiden Kurven ersichtlich sein. Ein solcher Strömungsübergang ist jedoch sehr komplex. Um die Grenze zwischen laminarer und turbulenter Strömung ungefähr abschätzen zu können, wird die Reynoldszahl benutzt. Dieser kritische Wert kann aber nicht als absolute Grenze betrachtet werden. Unterhalb der Grenze ist zwar keine dauerhafte turbulente Strömung möglich, aber oberhalb kann die Strömung bei idealen Randbedingungen trotz hoher Reynoldszahl laminar sein. Beim Durchflussregler ist die Strömung vorwiegend laminar. An der Abrissfläche des Schwebekörpers können sich aber leicht Turbulenzen bilden. Es kann daher davon ausgegangen werden, dass im Betrieb sowohl laminare als auch turbulente Strömungszustände auftreten.

3.2.3 Fluiddynamische Simulationen

Beim betrachteten Durchflussregler interessiert der Druckabfall in Abhängigkeit der Ventilposition. In Bild 3.11 sind die Druckverhältnisse bei einer Durchflussrate von 200 ml/min für drei verschiedene Ventilpositionen dargestellt. Der massgebende Druckabfall tritt im Spalt zwischen Ventilkegel und Ventilsitz auf. Eine Ventilöffnung von 0.3 mm erzeugt einen Druckabfall von 1.3 bar, während sich bei der Ventilposition 0.5 mm eine Druckdifferenz von rund 0.35 bar ergibt. Eine Öffnung von 1.5 mm führt zu einem Druckabfall von lediglich 45 mbar. Der gesamte Regelbereich wird über einen Hub von maximal 3 mm realisiert, wobei der wesentliche Druckabfall innerhalb eines Hubes von rund 1.5 mm auftritt.

In Bild 3.11a links sind Strömungsvektoren dargestellt. Durch die Abrissfläche am Ausgang des Durchflussreglers ergeben sich Verwirbelungen, welche eine Selbstzentrierung des Schwebekörpers begünstigen.

Die angegebenen Druckwerte sind als Relativdrücke zu verstehen. 0 Pa Ausgangsdruck bedeutet hierbei, dass kein hydraulischer Druck, sondern lediglich Atmosphärendruck vorherrscht.



(a) Ventilöffnung 0.3 mm



Bild 3.11: Druck- und Strömungsverhältnisse im Durchflussregler bei einer Durchflussrate von 200 ml/min

3.3 Elektromagnetische Kräfte

Die Kompensationskräfte zu den fluiddynamischen Kräften werden elektromagnetisch erzeugt. Die Wahl geeigneter Magnete und Spulen wird in diesem Unterkapitel analysiert. Anhand von Magnetfeldsimulationen können optimale Abmessungen und Anordnungen von Permanentmagneten und Spulen ermittelt werden.

Im Folgenden ist mit *Stator* der statische Teil des Antriebes – die Spulen und der Rückschluss – gemeint. Der Schwebekörper, bestehend aus gekapseltem Magnetmaterial, wird nachfolgend auch *Läufer* genannt.

3.3.1 Kraftbildung

Die axiale Kraft zwischen Stator und Läufer lässt sich nach [Ausd/04] über das Prinzip der virtuellen Verschiebung berechnen. Demnach gilt

3 Hochintegrierte Durchflussregelung

$$F_z = \frac{\partial E_{Ko}}{\partial z} \Big|_{i_1 = const.}$$
(3.50)

mit der magnetischen Koenergie

$$E_{Ko} = \int_{Vol} \int_{0}^{\bar{H}} \vec{B} d\vec{H} dV, \qquad (3.51)$$

wobei E_{Ko}^* der Koenergiedichte entspricht [Delf/01]. Wenn im betrachteten Betriebsbereich lineares Verhalten der verwendeten Werkstoffe vorausgesetzt wird, kann mit folgender Materialgleichung gerechnet werden:

$$\vec{B} = \vec{B}_0 + \mu_r \mu_0 \vec{H}.$$
(3.52)

 B_0 entspricht bei Permanentmagneten der Remanenzinduktion B_R und ist bei den übrigen, nicht permanentmagnetischen Materialien null. Mit Gleichung (3.52) ergibt sich die Koenergiedichte zu

$$E_{Ko}^* = \frac{B^2 - B_0^2}{2\mu_r \mu_0}.$$
(3.53)

Die durch die Magnetisierung der Permanentmagnete erzeugte Induktion \vec{B}^{PM} und die elektrisch erzeugte Induktion \vec{B}^{EL} überlagern sich im linearen Fall additiv zur resultierenden Induktion \vec{B} :

$$\vec{B} = \vec{B}^{PM} + \vec{B}^{EL}.$$
 (3.54)

Die Koenergie nach Gleichung (3.51) ergibt sich damit zu

$$E_{Ko} = \int_{Vol} \frac{(\vec{B}^{PM} + \vec{B}^{EL})^2 - B_0^2}{2\mu_r \mu_0} dV$$

= $\int_{Vol} \frac{\vec{B}^{PM} \vec{B}^{EL}}{\mu_r \mu_0} dV + \int_{Vol} \frac{\vec{B}^{PM}}{2\mu_r \mu_0} \frac{dV}{E_{Ko}^{PM}} dV$
+ $\int_{Vol} \frac{\vec{B}^{EL^2}}{2\mu_r \mu_0} dV - \int_{Vol} \frac{B_0^2}{2\mu_r \mu_0} dV.$
 $= \int_{Vol} \frac{E_{Ko}}{2\mu_r \mu_0} \frac{dV}{E_{Ko}^{PM}} = \int_{Vol} \frac{E_0^2}{2\mu_r \mu_0} \frac{dV}{E_{Ko}^{PM}} dV.$

Da sich die Koenergie als Summe einzeln berechenbarer Teilenergien ausdrücken lässt, kann die Kraft entsprechend in einzelne Teilkräfte aufgeteilt werden:

$$F_{z} = \frac{\partial E_{Ko}}{\partial z} = \frac{\partial E_{Ko}^{PE}}{\underbrace{\partial z}_{F_{z}^{PE}}} + \frac{\partial E_{Ko}^{PM}}{\underbrace{\partial z}_{F_{z}^{PM}}} + \frac{\partial E_{Ko}^{EL}}{\underbrace{\partial z}_{F_{z}^{EL}}}.$$
(3.56)

Die Kraft F_z^{PE} ist die wesentliche, durch Bestromung der Wicklungen stellbare Antriebskraft. Sie resultiert aus der Wechselwirkung zwischen dem durch die Permanentmagnete erzeugten Läuferfeld und dem elektrisch erzeugten Statorfeld.

Die Kraft F_z^{PM} ist eine Reluktanzkraft. Sie entsteht aufgrund der magnetischen Erregung durch die Läuferpermanentmagnete und der dadurch verbundenen magnetischen Anziehung des Statoreisens. Sie wirkt auch im unbestromten Zustand des Antriebes. Beim Durchflussregler tritt sie nur auf, wenn zur Krafterhöhung ein Eisenrückschluss verwendet wird.

Bei der Kraft F_z^{EL} handelt es sich ebenfalls um eine Reluktanzkraft. Sie entsteht aufgrund der elektrischen Erregung im Stator sowie durch die unterschiedlichen Permeabilitäten der Permanentmagnete und Trennelemente. Da sich deren relative Permeabilitäten nur wenig unterscheiden, ist diese Kraft sehr klein und wird daher nicht weiter berücksichtigt.

Die durch Bestromung der Wicklungen stellbare Antriebskraft F_z^{PE} lässt sich in guter Näherung nach Lorentz berechnen. Die auf eine bewegte elektrische Ladung q wirkende Kraft ergibt:

$$\vec{F}_L = q[\vec{v} \times \vec{B}]. \tag{3.57}$$

Auf ein kleines Leiterstück $d\vec{l}$ in Richtung des Stromes *I* wirkt die Kraft $d\vec{F}_{L}$ gemäss Gleichung

$$d\vec{F}_L = I[d\vec{l} \times \vec{B}]. \tag{3.58}$$

Die gesamte elektromagnetische Kraft ergibt sich durch Aufsummieren der Teilkräfte der einzelnen Windungen. Die Kraft einer Windung ist dabei gleich dem Umlaufintegral von $d\vec{F}_L$ über $rd\varphi$. Mit

$$d\vec{l} = \vec{l}_r(r)d\phi \tag{3.59}$$

wird Gleichung (3.58) gemäss [Hitz/98] zu

$$\vec{F}_{M} = \sum_{i=1}^{n} \int_{\varphi=0}^{2\pi} I[\vec{l}_{r,i} \times \vec{B}_{i}(r_{i}, z_{i})] d\varphi.$$
(3.60)

Die Bildung des Vektorproduktes ergibt eine Kraftkomponente in r-Richtung (Querkraft) und eine in z-Richtung (Antriebskraft). Erstere wird aufgrund der Rotationssymmetrie eliminiert, sodass der resultierende Kraftvektor nur eine Komponente in Bewegungsrichtung des Läufers besitzt. Durch Betragsbildung erhält man folgende Kraft F_M :

$$F_{M} = \sum_{i=1}^{n} I \cdot 2\pi r_{i} B_{r,i}(r_{i}, z_{i}).$$
(3.61)

3.3.2 Magnetfeldsimulationen

Die Auslegung geeigneter Magnet- und Spulengrössen sowie die zweckmässige Anordnung erfolgt über einen iterativen Prozess. Die hierzu erforderlichen Magnetkreisberechnungen können mittels analytischer und numerischer Verfahren erfolgen. In [Hitz/98] und [Bara/89] werden diese Verfahren beschrieben und ihre Stärken und Schwächen aufgezeigt. Im Folgenden werden die Ergebnisse der Magnetfeldsimulationen, welche mit *Maxwell* der Firma *Ansoft Corporation*³ durchgeführt wurden, betrachtet. Zwei verschiedene Magnetkonfigurationen bei einem festen Magnetdurchmesser von 8 mm und einer konstanten Gesamtmagnetlänge von 90 mm wurden untersucht. Die Magnetdimensionen haben sich aus der für den Regelbetrieb erforderlichen Kraft, den fluiddynamischen Eigenschaften und der Möglichkeit der Schwebekörperfertigung ergeben. Zur Realisierung eines genügend stark ummantelten (Wanddicke 1.5 mm) Schwebekörpers und eines mechanisch stabilen Messrohres ist eine Luftspaltbreite zwischen Permanentmagnet und Spule von mindestens 3 mm zwingend erforderlich.

³ www.ansoft.com

Wichtige Kriterien zur Bewertung der magnetischen Auslegung sind:

- Hohe elektromagnetische Kraft pro elektrischer Leistung
- Präzise Messung der Schwebekörperposition möglich
- Konstante Kraft über Ventilhub
- Kraftangriffsstelle und Querkräfte am Schwebekörper (Stabilität)
- Grösse, Herstellung und Kosten

Es wurden folgende zwei grundsätzlich verschiedenen Magnetkonfigurationen genauer untersucht: Ein *axial magnetisierter Stabmagnet* mit einer umgebenden Kupferspule und zwei *axial gegenpolarisiert gerichtete Stabmagnete*. Beide Magnetkonfigurationen wurden jeweils mit und ohne Eisenrückschluss simuliert. Alle Magnetfeldsimulationen zur hochintegrierten Variante wurden mit einer Stromdichte von 4 A/mm² durchgeführt.

3.3.2.1 Untersuchungen mit einem axial magnetisierten Stabmagneten

In Bild 3.12 sind die Antriebskonfigurationen mit einem Stabmagneten und einem Spulensegment dargestellt.



(a) Ohne Rückschluss



(b) Mit Rückschluss

Bild 3.12: Querschnitt der Antriebskonfiguration mit einem Stabmagneten und einem Spulensegment

Variation der Spulenlänge

Bild 3.13 zeigt den Kraftverlauf bei einer festen Magnetlänge von 90 mm und einer Spulenhöhe von 30 mm für fünf verschiedene Spulenlängen (Spulenlängen in mm). Die Kraft verläuft in Abhängigkeit der Spulenlänge asymptotisch, während der Spulenwiderstand linear mit der Länge zunimmt. Eine grössere Spulenlänge hat eine kleinere Kraftänderung über den Ventilhub zur Folge.



Bild 3.13: Simulierter Kraftverlauf bei Variation der Spulenlänge und einer konstanten Spulenhöhe von 30 mm

Kraftverlauf über Ventilhub

Für einen 90 mm langen Stabmagneten mit einer 90 mm langen Kupferspule ergibt sich somit die Kraft in Abhängigkeit der Position gemäss Bild 3.14. Mit einer Stromdichte von 4 A/mm², welche in der betrachteten Anwendung aus thermischen Gründen nicht überschritten werden sollte, resultiert eine maximale Kraft von ca. 7.1 N. Ein Ventilhub von 5 mm und die dadurch entsprechende Auslenkung des Magneten aus der Idealposition haben einen Kraftabfall von nur 2.5 % zur Folge.

Um den Durchflussregler vor magnetischen Störfeldern abzuschirmen, wurde ein Eisenrohr um den Spulenkörper angebracht. Zur Vermeidung eines nichtlinearen Krafteinflusses darf der Eisenrückschluss nicht magnetisch sättigen. Gemäss [Ausd/04] führt der Rückschluss zu radialen Zugkräften, welche das fluiddynamische Zentrieren des Schwebekörpers erst ab höheren Durchflussraten zulassen.



Bild 3.14: Simulierter Kraftverlauf für einen 90 mm langen Stabmagneten mit einer 90 mm langen und 30 mm hohen Spule

Die Verwendung eines Eisenrückschlusses hat eine Kraftzunahme um rund 10% zur Folge. Die Maximalkraft ergibt sich somit zu 7.95 N. Bei einem Ventilhub von 5 mm resultiert ein Kraftabfall von nur rund 2%.

Variation der Spulenhöhe

In Bild 3.15 ist die maximale Kraft in Funktion der Spulenhöhe dargestellt.



Bild 3.15: Simulierter Kraftverlauf über Spulenhöhe

Die Kraft nimmt annähernd linear mit der Spulenhöhe zu. Dies lässt auf eine nahezu konstante magnetische Flussdichte schliessen, welche aufgrund des langen Permanentmagneten entsteht.

3.3.2.2 Untersuchungen mit zwei axial gegenpolarisiert gerichteten Stabmagneten

Bild 3.16 zeigt die Antriebskonfigurationen für zwei axial gegenpolarisiert gerichtete Stabmagnete.



Bild 3.16: Querschnitt der Antriebskonfiguration mit zwei Stabmagneten und zwei Spulensegmenten

Kraftverlauf über Ventilhub

Werden an Stelle eines Stabmagneten von 90 mm Länge zwei gegenpolarisiert angeordnete Magnete von je der halben Länge und zwei entsprechend lange Spulensegmente verwendet, resultiert der Kraftverlauf gemäss Bild 3.17. Bei Verwendung von zwei Magneten und zwei Spulensegmenten resultiert eine rund doppelt so hohe Kraft wie bei einem Magneten und einem Spulensegment. Die Positionsabhängigkeit der Kraft nimmt allerdings wesentlich zu. Während sich ohne Rückschluss bei einem Ventilhub von 5 mm ein Kraftabfall von rund 5% ergibt, beträgt Letzterer mit Rückschluss ca. 6%. Zudem führt der Eisenrückschluss zu radialen Zugkräften auf den Schwebekörper, welche die Selbstzentrierung erschweren. Wegen der zunehmenden Positionsabhängigkeit der Kraft wurden für die betrachtete Anwendung keine weiteren Konfigurationen mit kürzeren Magnet- und Spulensegmenten untersucht.



Bild 3.17: Simulierter Kraftverlauf für zwei gegenpolarisiert angeordnete, jeweils 45 mm lange Stabmagnete mit zwei unterschiedlich bestromten, jeweils 45 mm langen und 30 mm hohen Spulensegmenten

Variation der Spulenhöhe

Bild 3.18 zeigt die maximale Kraft in Funktion der Spulenhöhe. Während sich bei Verwendung eines Stabmagneten und einem Spulensegment aufgrund der nahezu konstanten magnetischen Flussdichte ein annähernd linearer Zusammenhang ergibt, resultiert bei zwei Magnet- und zwei Spulensegmenten ein asymptotischer Kraftverlauf.



Bild 3.18: Simulierter Kraftverlauf über Spulenhöhe

3.3.2.3 Fazit

Die Verwendung von zwei Magnet-/Spulensegmenten führt bei der betrachteten Anordnung zu einer Verdoppelung der Kraft gegenüber einem Magnet-/Spulensegment. Die Positionsabhängigkeit der Kraft nimmt mit kürzeren Magnet/Spulensegmenten zwar zu, liegt mit 5% Krafteinbusse (ohne Rückschluss) bei einem Ventilhub von 5 mm aber im tolerierbaren Rahmen. Aufgrund dieser Erkenntnisse wurde folgende Konfiguration realisiert:

Zwei gegenpolarisiert angeord-	jeweils 8x45 mm (DxH)
nete Stabmagnete	5
Zwei unterschiedlich bestromte	Spulenhöhen: je 30mm
Spulensegmente	Spulenlängen: je 45 mm
Eisenrückschluss	Länge: 140 mm
	Dicke: 2 mm

Tabelle 3.1: Realisierte Konfiguration der hochintegrierten Variante

3.3.3 Wicklung

Für die Wicklung steht durch die Auslegung des magnetischen Kreises ein begrenzter Querschnitt zur Verfügung. Die Wicklungsauslegung erfordert die Bestimmung von Drahtquerschnitt, Anzahl Windungen und Wahl der Kupferlackqualität bezüglich Spannungsfestigkeit und Temperaturbeständigkeit. Die folgenden Abschnitte behandeln die einzelnen Aspekte der Wicklungsauslegung.

3.3.3.1 Füllfaktor

Der Füllfaktor ist die wichtigste Kenngrösse zur Beurteilung einer Wicklung und der Ausnutzung des zur Verfügung stehenden Bauraumes. Nach [Hitz/98] wird zwischen dem Kupferfüllfaktor (Leiterfüllfaktor) f_{cu} und dem Wicklungsfüllfaktor f_W unterschieden. Der Kupferfüllfaktor gemäss Gleichung (3.62) beschreibt das Verhältnis zwischen der totalen Leiterfläche (ohne Isolation) und der Wicklungsfläche, während der Wicklungsfüllfaktor (3.63) die gesamte Drahtfläche (mit Isolation) pro Wicklungsfläche beschreibt.

Kupferfüllfaktor:
$$f_{cu} = \frac{nA_{D,cu}}{A_W}$$
 (3.62)
Wicklungsfüllfaktor: $f_W = \frac{nA_D}{A_W}$ (3.63)

Um eine gute Wicklungsausnutzung zu erreichen, wird ein möglichst grosser Wicklungsfüllfaktor angestrebt. Der Maximalwert wird durch die Form und die geometrische Anordnung der Drähte sowie durch die Dicke der Isolation begrenzt.



Bild 3.19: Wicklung des Durchflussreglers im Querschnitt

Für die in Bild 3.19 dargestellte Lagenwicklung liegt der maximale Wicklungsfüllfaktor gemäss [Hitz/98] bei

$$f_{W\max} = \frac{\pi}{4} = 0.78. \tag{3.64}$$

Der Kupferfüllfaktor lässt sich in Abhängigkeit des Wicklungsfüllfaktors und der Isolationsdicke folgendermassen ausdrücken:

$$f_{cu} = f_W (1 - 4d_I \frac{D_{cu} + d_I}{(D_{cu} + 2d_I)^2}).$$
(3.65)

Die zusätzliche Erhöhung des Kupferfüllfaktors ist durch verschiedene Massnahmen möglich. Anstelle von Runddraht könnte beispielsweise Profildraht verwendet werden. Der Wicklungsfaktor strebt dabei gegen den Wert eins und der Kupferfüllfaktor ist im Verhältnis zur Fläche des Isolationsmaterials kleiner. Eine weitere Möglichkeit, welche sich anbietet, ist die Folienwicklung.

3.3.3.2 Elektrisches Ersatzschaltbild

Das in Bild 3.20 dargestellte elektrische Ersatzschaltbild beschreibt zusammen mit Gleichung (3.66) die Wicklung des Durchflussreglers.

$$U_{W} = U_{RW} + U_{LW} = R_{W}I_{W} + L_{W}\frac{dI_{W}}{dt} + U_{iW}$$
(3.66)



Bild 3.20: Elektrisches Ersatzschaltbild der Wicklung

3.3.3.3 Durchflutung

Die in der Auslegung definierte Durchflutung errechnet sich zu

$$\Theta = nI_W. \tag{3.67}$$

Die Windungszahl n der Wicklung und der Wicklungsstrom I_W müssen dementsprechend festgelegt werden. Der Wicklungsstrom wird durch die zur Verfügung stehende Versorgungsspannung und den ohmschen Widerstand der Wicklung R_W begrenzt.

3.3.3.4 Ohmscher Widerstand

Der mittlere ohmsche Widerstand einer Windung R_1 lässt sich durch Gleichung (3.68) beschreiben:

$$R_{1} = \rho_{cu} \frac{\pi(r_{W,a} + r_{W,i})}{A_{D,cu}} \quad \text{mit} \quad A_{D,cu} = \frac{A_{W}}{n} f_{cu}. \quad (3.68)$$

Den gesamten Widerstand R_n einer Wicklung mit *n* Windungen erhält man nach Gleichung (3.69):

$$R_{n} = R_{1}(n)n = \rho_{cu} \frac{\pi(r_{W,a} + r_{W,i})}{f_{cu}A_{W}}n^{2} = \rho_{cu}f_{cu}A_{W} \frac{\pi(r_{W,a} + r_{W,i})}{A_{D,cu}^{2}}.$$
 (3.69)

3.3.3.5 Induktivität und Dynamik

Die Wicklung erscheint im Stromregelkreis infolge der Selbstinduktivität als Verzögerungsglied. Die Positionsregelung zur Realisierung der Ventilfunktion erfordert eine rasche Änderung der elektromagnetischen Kraft und damit des Spulenstromes. Die maximale Kraftänderungsgeschwindigkeit ist im bewegungs- und stromlosen Zustand gemäss [Ausd/04]:

$$\left(\frac{d}{dt}F_M\right)^{\max} = \frac{k_i}{L}U_W^{\max}.$$
(3.70)

Die Auslegung des Durchflussreglers soll auch im stationären Fall bei maximaler Beanspruchung die notwendige Regeldynamik ermöglichen:

$$\left(\frac{d}{dt}F_{M}\right)^{\max} = \frac{k_{i}}{L}(U^{\max} - U_{RW}).$$
(3.71)

Wie der ohmsche Widerstand nimmt auch die Induktivität mit der Windungszahl n im Quadrat zu. Um eine hohe Dynamik der elektromagnetischen Kraft zu erhalten, ist gemäss Gleichung (3.71) eine niedrige Induktivität erforderlich. Im Betrieb mit getakteten Umrichtern wirkt sich eine zu kleine Induktivität allerdings ungünstig auf die Stromwelligkeit aus. Diese rührt von der pulsweitenmodulierten Spannung her und beeinflusst die Genauigkeit der Strommessung.

3.3.3.6 Drahtwahl

Die Auswahlkriterien geeigneter Kupferlackdrähte für den Einsatz im Durchflussregler sind die folgenden:

Temperaturbeständigkeit: Die kritische Temperatur für Neodym-Eisen-Bor-Magnete (NeFeB) liegt je nach Ausführungsform zwischen 80 und 100 °C. Da die Verlustleistung des Durchflussreglers hauptsächlich in den Kupferwicklungen entsteht, bilden diese den wärmsten Block des Reglers und müssen dementsprechend ausgelegt sein.

Isolationsfestigkeit: Um einen möglichst grossen Füllfaktor zu erreichen, muss die Isolationsschicht entsprechend dünn sein. Eine vorgeschriebene Durchschlagsspannung ist gemäss [Hitz/98] allerdings einzuhalten.

Chemische Beständigkeit: Da die Wicklung auf dem Durchflussreglerkörper aufgebracht ist, besteht keine Möglichkeit, dass diese mit dem Medium in Berührung kommen. Um die Wicklung auch gegen äussere Einflüsse, wie z.B. aggressive Dämpfe zu schützen, und um optimale thermische Verhältnisse zu erreichen, muss die Wicklung eingegossen werden. Die Beständigkeit von Kupferlackdraht gegenüber der Vergussmasse muss gewährleistet sein. Der Diffusionsprozess von sehr aggressiven Flüssigkeiten durch den Reglerkörper hindurch kann zwar bei einem Einsatz über lange Zeit nicht ausgeschlossen werden, dauert je nach Flüssigkeit aber mehrere Jahre.

3.4 Thermische Betrachtungen

Um die thermischen Einsatzgrenzen des hochintegrierten Durchflussreglers beurteilen zu können, ist ein thermisches Modell erforderlich. Wenn das elektronische System im Durchflussregler integriert wird, ist die thermische Begrenzung durch die spezifizierte Maximaltemperatur der Bauteile von 85°C definiert. Bei der Ausführung mit externer Elektronik ist die thermische Grenze neben der Magnettemperatur (T_{krit} bei rund 100°C, je nach Material), auch durch die Erwärmung der zu regelnden Prozessflüssigkeit gegeben.

3.4.1 Thermisches Modell

Bild 3.21 zeigt einen Querschnitt des hochintegrierten Durchflussreglers. Die Kupferspule wird durch das Messrohr aus *PTFE* von der Prozessflüssigkeit getrennt. Beim untersuchten, unvergossenen Funktionsmuster steht der Eisenrückschluss in direktem Kontakt mit der Umgebung. Für den Einsatz in
der Halbleiterfertigung ist ein Kunststoffgehäuse vorzusehen. Zudem müssen die Zwischenräume zur verbesserten Wärmeübertragung und für den Explosionsschutz mit Epoxydharz ausgegossen werden.

Die thermische Modellierung basiert auf den Erkenntnissen zum Durchflussmesser von [Schr/04].



Bild 3.21: Thermisches Modell des hochintegrierten Durchflussreglers

Die Kupferspulen bilden die Hauptwärmequellen des Durchflussreglers. Die integrierte Elektronik stellt eine weitere, kleine Wärmequelle dar. Die einzelnen Übergangswiderstände des Durchflussreglers werden zur Vereinfachung zu einem Gesamtwiderstand R_{EG} von der Wärmequelle im Innern des Durchflussreglers und dem Aussengehäuse zusammengefasst. Der Widerstand R_{GU} in Serie dazu modelliert den Übergang zwischen Gehäuse und Umgebung. Aufgrund der grossen Kontaktfläche des Durchflussreglers zur Flüssigkeit und der erheblichen Temperaturdifferenz, muss der Wärmeaustausch zwischen der Prozessflüssigkeit und dem Durchflussregler berücksichtigt werden. Der thermische Widerstand R_{EF} zwischen dem Fördermedium und dem Innern des Reglers modelliert diesen Wärmeaustausch. Die konstante Flüssigkeitstemperatur wird als thermische Spannungsquelle ϑ_{FU} nachgebildet und die Verluste im Regler P_V werden als thermische Stromquelle im Innernaum des Durchflussreglers angenommen.

3.4.2 Thermische Limiten

Die Elektroniktemperatur ϑ_E errechnet sich aus der Umgebungstemperatur ϑ_U , der Flüssigkeitstemperatur ϑ_F und der Verlustleistung der Spulen sowie der Elektronik P_V . Für eine Abschätzung der thermischen Limiten wird die maximale Verlustleistung verwendet, welche sich bei nahezu geschlossenem Ventil und maximalem Eingangsdruck (2 bar) ergibt. Die Elektroniktemperatur berechnet sich nach Gleichung (3.72) zu:

$$\vartheta_E = R \cdot \left\{ P_V + \frac{1}{R_{EU}} \vartheta_U + \frac{1}{R_{EF}} \vartheta_F \right\}, \quad R = \frac{R_{EU}R_{EF}}{R_{EU} + R_{EF}}$$
(3.72)

Bei den verwendeten NdFeB-Seltenerdmagneten liegt die Curie-Temperatur bei 310°C. Irreversible Verluste der Magnetisierung können allerdings bereits bei einer Temperatur von 100°C auftreten. Bei Verwendung des Durchflussreglers für Hochtemperaturanwendungen sind Somarium-Cobalt-Magnete zu verwenden, welche eine Curie-Temperatur von 720°C und eine spezifizierte Einsatztemperatur von bis zu 300°C besitzen [Boma/05].

3.5 Materialwahl für aggressive Medien

Durchflussregler für hochreine und aggressive Flüssigkeiten stellen hohe Anforderungen an die Materialwahl. Neben der chemischen Beständigkeit medienberührender Teile müssen auch für den Betrieb notwendige Bedingungen wie gute Gleiteigenschaften, mechanische und thermische Stabilität sowie elektromagnetische Leitfähigkeit erfüllt werden.

Bild 3.22 zeigt die einzelnen Komponenten des hochintegrierten Durchflussreglers. Bei den medienberührenden Komponenten wurden ausschliesslich die beiden säure- und baseresistenten Kunststoffe *PTFE TFM 1600* [TFM/01] und *PFA* [Syma/04] verwendet. Für das Messrohr und den Ventilsitz bewährt sich *PTFE TFM 1600* sowohl durch die ausgezeichnete Medienresistenz, als auch wegen der sehr guten Gleiteigenschaften, welche bei nahezu geschlossenem Ventil zum Tragen kommen. Für die Anschlussstücke und die Schwebekörperbeschichtung wurde *PFA* verwendet. Der Durchflussregler kann im Betrieb aggressiven Dämpfen ausgesetzt sein. Ein Gehäuse aus säure- und baseresistentem Kunststoff ist deshalb vorzusehen. Bei der Materialwahl ist das Hauptaugenmerk auf die Ummantelung des Schwebekörpers zu legen. Die Permanentmagnete sind sehr anfällig auf aggressive Medien. Bei Kontakt findet ein Oxidationsprozess statt, bei welchem sich der Schwebekörper ausdehnt. Neben der dadurch resultierenden geringeren Messgenauigkeit aufgrund des verkleinerten Spaltes zum Messrohr, kann ein Verklemmen des Schwebekörpers zum Ausfall des Systems führen. Eine Magnetbeschichtung in Kombination mit einer *PFA*-Beschichtung reduziert die Diffusion derart, dass sich Einsatzzeiten von mehreren Jahren (je nach Flüssigkeit) ergeben können. Die erforderliche Wanddicke des Schwebekörpers und die aus Stabilitätsgründen vorhandene Dicke des Sensorrohres führen zu einem grossen Luftspalt zwischen Magnet und Luftspule, welcher bei der Auslegung des Durchflussreglers eine limitierenden Bedingung für den elektromagnetischen Kraftaufbau darstellt.



Bild 3.22: Explosionsdarstellung des hochintegrierten Durchflussreglers

3.6 Elektronisches System

Das elektronische System im Durchflussregler hat die Aufgabe, den Durchfluss, die axiale Position des Schwebekörpers und den Spulenstrom zu regeln, sowie die thermischen Bedingungen zu erfassen. Aus dem gemessenen Spulenstrom, der Flüssigkeitstemperatur und der Dichte berechnet es die Durchflussrate in der gewünschten Einheit und stellt die nötigen Schnittstellen zum Betrieb des Durchflussreglers zur Verfügung.

Bei der Auslegung des elektronischen Systems gelten folgende Kriterien:

- Hohe Messgenauigkeit
- Eine genügend hohe Rechenleistung zur Berechnung der Durchflussrate mit Fliesskommazahlen
- Bereitstellen der benötigten Schnittstellen
- Geringer Leistungsverbrauch
- Ein kompakter Aufbau

Die Regelstruktur wird basierend auf dem Modell des Durchflussreglers entworfen. Die Auslegung des elektronischen Systems, die Struktur der Software sowie die Sensorik zur Positionserfassung des Schwebekörpers werden nachfolgend behandelt.

3.6.1 Regelstruktur

Die Regelstruktur besteht gemäss Bild 3.23 aus einer kaskadierten Regelung und der Messstrecke. Der gemessene Spulenstrom geht als Istwert in die Stromregelung ein. Für die Berechnung der aktuellen Durchflussrate wird sowohl der gemessene Spulenstrom als auch das erfasste Positionssignal benötigt. Es wurde eine kaskadierte Regelstruktur gewählt, welche aus einem PI-Regler für die Stromregelung, einem PID-Regler für die Positionsregelung sowie einem weiteren PID-Regler für die Durchflussregelung besteht:

• Durch die Kaskadenstruktur wird eine Trennung von Strom-, Positionsund Durchflussregelung erreicht. Dies ermöglicht eine bessere Systemanalyse und erleichtert die Einstellung der Regler.

- Für die Berechnung der Durchflussrate ist neben dem Positionssignal der Strom durch die Spule die wichtigste Grösse. Dieser wird mittels eines Shunts gemessen. Durch die Messung des Stromwertes mit einer hohen Frequenz und anschliessend digitaler Filterung wird eine Erhöhung der Genauigkeit erreicht.
- Die Stromregelung ermöglicht eine einfache Beschränkung der Stellgrösse Spulenstrom und ebenso das schnelle Abschalten des Durchflussreglers bei Leistungsüberschreitung.



Bild 3.23: Reglerübersicht

Bei der Regelstrecke handelt es sich um ein stabiles System mit zwei Integratoren und einer negativen Rückkopplung über die Flüssigkeitsdämpfung d_W . Der eine Integrator bildet die mechanische Anordnung des Schwebekörpers im Sensorrohr nach, der andere die Kupferspule zur Erzeugung der magnetischen Kraft. Da das elektrische Regelungsverhalten wesentlich schneller als das mechanische ist, kann der Stromregelungspfad mit guter Näherung als Tiefpass erster Ordnung mit der elektrischen Zeitkonstante T_e dargestellt werden (Bild 3.24). Die Regelstrecke G(s) kann wie folgt dargestellt werden:



Bild 3.24: Kleinsignalersatzschaltbild der Regelstrecke mit Positions- und Stromregler

Positions- und Stromregler können als $R_1(s)$ folgendermassen zusammengefasst werden:

$$R_{1}(s) = PID_{Pos}(s) \cdot \frac{1}{sT_{e} + 1}, \qquad (3.74)$$

wobei für den Positionsregler PID_{Pos}(s) gilt:

$$PID_{Pos}(s) = K_{P,Pos} \cdot (1 + \frac{1}{sT_{i,Pos}} + sT_{d,Pos}).$$
(3.75)

Der gesamte Durchflussregelkreis mit $R_1(s)$, $R_2(s)$ und G(s) ist in Bild 3.25 dargestellt. $R_2(s)$ stellt hierbei den Durchflussregler $PID_Q(s)$ dar. Es gilt:

$$R_{2}(s) = PID_{Q}(s) = K_{P,Q} \cdot \left(1 + \frac{1}{sT_{i,Q}} + sT_{d,Q}\right).$$
(3.76)

Für die gesamte Führungsübertragungsfunktion $G_F(s)$ ergibt sich:

$$G_{F}(s) = \frac{q}{q_{soll}} = \frac{R_{2} \cdot \frac{R_{1} \cdot G}{1 + R_{1} \cdot G}}{1 + R_{2} \cdot \frac{R_{1} \cdot G}{1 + R_{1} \cdot G}} = \frac{R_{2} \cdot R_{1} \cdot G}{1 + R_{1} \cdot G + R_{2} \cdot R_{1} \cdot G}, \qquad (3.77)$$

wobei die Abhängigkeit von *s* bei R_1 , R_2 und *G* zur vereinfachten Darstellung in Gleichung (3.77) weggelassen wurde.



Bild 3.25: Kleinsignalersatzschaltbild der gesamten kaskadierten Regelung

Die Ausregelzeit des Systems kann mittels eines Führungssprunges bestimmt werden. Sie setzt sich zusammen aus der *mechanischen* und der *elektrischen* Ausregelzeit.

- Bei einer Änderung der Führungsgrösse benötigt der Stromregler eine Ausregelzeit von einer Millisekunde. Diese Zeit wird durch die angelegte Spannung und die Induktivität der Kupferspule festgelegt.
- Die Ausregelzeit des Positionsregelungssystems beträgt 14 Millisekunden, wobei die mechanische Ausregelzeit dominiert. Sie ist bestimmt durch die Masse des Schwebekörpers und die elektromagnetische Kraft.
- Der überlagerte Durchflussregelkreis hat eine Ausregelzeit von ca. 500 Millisekunden. Diese resultiert aus den fluiddynamischen Einschwingvorgängen, welche im Bereich von mehreren 100 ms liegen.

Mit den vorliegenden Ausregelzeiten kann die Dynamik der kaskadierten Regelung als gut ausgelegt gelten. Wird eine höhere Dynamik in der Positionsregelung benötigt, kann dies über eine Reduzierung der Masse des Schwebekörpers oder eine höhere Dynamik der Antriebskraft erfolgen. Letzteres setzt entweder eine höhere Spannung oder eine kleinere Induktivität der Spule voraus. Eine zu niedrige Induktivität wirkt sich im Betrieb mit getakteten Umrichtern allerdings ungünstig auf die Stromwelligkeit aus. Die Genauigkeit der Strommessung wird durch eine grosse Stromwelligkeit massiv reduziert.

3.6.2 Elektronik

Die Durchflussberechnung und –regelung wurde auf der digitalen Elektronik von [Schr/04] realisiert. In Bild 3.26 werden die funktionalen Blöcke der Elektronik aufgezeigt.



Bild 3.26: Funktionsschema der Elektronik

Der digitale Signalprozessor bildet das Zentrum und steht mit allen anderen Blöcken in Verbindung. Die Regelalgorithmen sind in digitaler Form auf dem Signalprozessor integriert. Mittels eines Pulsweitenmodulationssignals (PWM) wird der digitale Leistungssteller angesteuert, welcher den Spulenstrom liefert. Die Strom-, Temperatur- und Positionswerte werden vom signalprozessorintegrierten A/D-Wandler eingelesen. Für die Kommunikation mit Prozesssystemen und dem Entwicklungssystem stehen analoge und digitale Schnittstellen zur Verfügung.

3.6.2.1 Schnittstellen

Die in der Halbleiterfertigung eingesetzten Durchflussmesser verfügen zu meist über analoge Signalausgänge und Frequenzausgänge. Die drei am häufigsten verwendeten Schnittstellen gemäss [Futu/04, Male/05, McMi/04. NT/05] sind:

- Stromausgang 4 20 mA
- Spannungsausgang 1 5 VDC
- Frequenzausgang oder gepulster NPN-Halbleiterausgang

Durch die Integration von Durchflussmesser und Aktorkomponente in einem Element ist die Ausgabe der aktuellen Durchflussrate optional, und dient lediglich der Prozessüberwachung. Die eingesetzte Elektronik verfügt über zwei unabhängige analoge Ausgänge; einen Stromausgang 4 – 20 mA und einen Spannungsausgang 1 – 5 V. Daneben ist eine serielle RS-232 Schnittstelle zur Kommunikation und Programmierung integriert. Der verwendete Signalprozessor besitzt eine CAN-Bus-Schnittstelle, welche eine zukünftige Anbindung an den PROFIBUS oder den FOUNDATION Fieldbus ermöglicht. Weitere Informationen hierzu sind in [Schr/04] zu finden.

3.6.2.2 Stromsteller

Digitale Stromsteller zeichnen sich gegenüber analogen Ausführungen insbesondere durch den kleineren Leistungsverbrauch aus, und sind daher vorzuziehen. Um eine hohe Stelldynamik zu erreichen, ist eine bipolare Spannung an die Spule anzulegen. Dies kann mit einer digitalen Vollbrücke, bestehend aus vier Halbleiterschaltern, realisiert werden. Um den Stromrippel zu reduzieren, werden 3-Level PWM-Signale verwendet. Hierbei wird die positive oder negative Versorgungsspannung angelegt oder kurzgeschlossen. Der Spulenstrom wird im Kurzschlussfall mittels eines Shunts gemessen.

3.6.3 Software-Konzept

Die Aufgabenbereiche des elektronischen Systems können wie folgt aufgeteilt werden:

- Strom- und Positionserfassung und –regelung, Durchflussregelung, Messung von Nebengrössen wie Temperatur etc.
- Berechnung der Durchflussrate
- Die Kommunikation des Systems über digitale und analoge Schnittstellen mit Prozess- oder Kontrollsystemen und dem Entwicklungssystem.

Die Rechenleistung der Hardware wird durch die *Interrupt Service Routine* auf drei Prozesse aufgeteilt. In Bild 3.27 ist die Grundstruktur der Software dargestellt. Die gesamte Rechenleistung teilt sich auf in ein *Echtzeitsystem* (Strom-, Positions- und Durchflussregelung), ein *dynamisches System* (Durchflussberechnung) und den *Monitor* (Kommunikation).



Bild 3.27: Software-Konzept

3.6.3.1 Digitale Echtzeit-Regelung

Im Echtzeitsystem wird mittels eines Timers in konstanten Zeitintervallen ein Unterprogramm aufgerufen. Um eine genaue Strommessung für die Berechnung der Durchflussrate zu gewährleisten, wird der Stromregler am häufigsten aufgerufen und abgearbeitet. Der Positionsregler, der Durchflussregler, die optionale Analogausgabe, die Störgrössenbestimmung sowie die Kommunikation werden wesentlich weniger häufig aufgerufen. In Tabelle 3.2 sind die Aufruffrequenzen aufgelistet.

Name	Aufruffrequenz
Stromregelung	13.2 kHz
Positionsregelung	6.6 kHz
Kommunikation	2.2 kHz
Temperaturbestimmung	2.2 kHz
Durchflussregelung	550 Hz

Tabelle 3.2: Abtastungs- und Regelfrequenzen

3.6.3.2 Durchflussberechnung

Im Gegensatz zum streng festgelegten zeitlichen Ablauf der Regelprozesse, erfolgt die Berechnung der Durchflussrate dynamisch. Zwischen den Arbeitspaketen der Echtzeitregelung steht Zeit für die Durchflussberechnung zur Verfügung. Wie in Unterkapitel 3.7 ausführlich erläutert, werden für die Berechnung der Durchflussrate Polynome höherer Ordnung mit Fliesskommazahlen ermittelt. Aufgrund der erhöhten Komplexität der Berechnungsalgorithmen erfolgt die Durchflussberechnung und –regelung in der Hochsprache C. Die Realisierung der Echtzeit-Durchflussregelung erfolgt mittels Synchronisation mit der Echtzeit-Tasktabelle.

3.6.3.3 Monitor

Der Monitor realisiert die Kommunikation des elektronischen Systems über digitale und analoge Schnittstellen mit Prozess- oder Kontrollsystemen und dem Entwicklungssystem. Die digitale Kommunikation benötigt hierzu einen Zeitschlitz des Echtzeitsystems, um ein kontinuierliches Kommunizieren mit dem Entwicklungssystem zu ermöglichen.

3.6.4 Positionserfassung

Eine präzise Positionierung des Schwebekörpers ist Voraussetzung für eine genaue Durchflussmessung und –regelung. Das Prinzip setzt voraus, dass der Schwebekörper an einer festen Position schwebt, so dass sich Fluidkräfte und Magnetkräfte kompensieren. Aufgrund der Erkenntnisse von [Schr/04] bezüglich Positionssensorik am Durchflussmesser, wurden für den Durchflussregler Hallsensoren zur Positionserfassung verwendet. Für die Auslegung der Positionssensorik müssen folgende Effekte berücksichtigt werden:

- Schwebekörpereigenschaften (Magnetisierung, Zentrierung)
- Spulenfeld
- Temperatur der Hallsensoren und des Permanentmagneten
- Magnetische Störfelder ausserhalb des Durchflussreglers
- Alterung der Hallsensoren

3.6.4.1 Aufbau der Positionssensorik

Die Hallsensoren messen die Magnetfeldstärke der Schwebekörpermagneten in radialer Richtung. Das Positionssignal wird über zwei axial verschobene Hallsensoren differentiell ausgewertet.



Bild 3.28: Hallsensorsignale und Differenzsignal bei einem Sensorabstand von 20.5 mm

Die Anordnung der Hallsensoren ist so zu wählen, dass sich über den ganzen Hubbereich ein stetig wachsendes oder fallendes Differenzsignal ergibt. Dann kann jedem Positionssignal eine eindeutige Position zugewiesen werden (Bild 3.28).

Um eine präzise Positionssensorik zu realisieren, werden die oben genannten Störeffekte mit folgenden drei Massnahmen weitgehend kompensiert:

- Differentieller Aufbau
- Thermische Kopplung
- Symmetrische Verdopplung

Differentieller Aufbau

Die Sensorikschaltung misst das Differenzsignal von zwei baugleichen, axial verschobenen Hallsensoren. Durch diese differentielle Auswertung können folgende Vorteile erzielt werden:

- Die Temperaturabhängigkeit der Hallsensoren kann weitgehend kompensiert werden, da beide Sensoren die gleiche Temperatur haben.
- Externe Störfelder wirken sich nicht auf das Positionssignal aus, weil sie sowohl mit positivem als auch mit negativem Vorzeichen verrechnet werden.
- Identische Alterungseffekte der Hallsensoren kompensieren sich.

Bei der Bestimmung des axialen Abstandes der Hallsensoren sind folgende zwei gegenläufige Effekte zu beachten:

- Ein kleiner Sensorabstand ist von Vorteil, da die Störeinflüsse mit grösserem Sensorabstand zunehmen.
- Um den gesamten Ventilhub erfassen zu können, müssen die Hallsensoren einige Millimeter auseinander angeordnet sein. Je grösser der Sensorabstand, umso grösser ist der mögliche Positionsbereich. Der störende Einfluss des Spulenmagnetfeldes kann in diesem Fall nicht durch die differentielle Auswertung minimiert werden. Eine rechnerische Kompensation des Feldeinflusses ist deshalb notwendig.

Thermische Kopplung

Hallsensoren verfügen über einen Gleichspannungsanteil und einen Verstärkungsfaktor, welche von der Bauteiltemperatur abhängig sind. Wenn sich die Hallsensoren auf verschiedenen Temperaturniveaus befinden, resultiert ein Messfehler in der Positionsmessung des Schwebekörpers. Um thermische Störeinflüsse weitgehend zu eliminieren, werden die Hallsensoren auf einer Leiterplatte thermisch gekoppelt. Dadurch gleichen sich sowohl ihre Gleichspannungsanteile als auch die Verstärkungsfaktoren an.

Symmetrische Verdopplung

Durch die Verwendung einer differentiellen Positionssensorik auf nur einer Seite des Messrohres ergibt sich eine ungenügende Reproduzierbarkeit des Positionssignals. Dieser Effekt entsteht durch die schlechte axiale Magnetisierung der Seltenerdmagnete im Schwebekörper (Bild 3.29). Als Folge schwankt die geometrische Position des Schwebekörpers bei einer Rotation um die eigene Achse.



Bild 3.29: Magnetisierung eines ungenügend axial magnetisierten Seltenerdmagneten

Ein weiterer Positionierungsfehler entsteht durch die Abhängigkeit des Messsignals von der radialen Position des Permanentmagneten im Messrohr. Wenn sich die radiale Position bei konstanter axialer Lage verändert, verschiebt sich das Feldmaximum auch in axialer Richtung ausserhalb des Messrohres. Die gemessene axiale Position des Schwebekörpers verschiebt sich somit in Funktion der radialen Position im Messrohr.

Durch die Anordnung eines zweiten Hallsensorpaares auf der gegenüberliegenden Seite des Messrohres gemäss Bild 3.30 können diese beiden Effekte weitgehend kompensiert werden [Schr/04].



Bild 3.30: Positionssensorik mit 4 Hallsensoren

3.6.4.2 Einfluss des Spulenfeldes auf die Positionierung

Durch den prinzipbedingt notwendigen Hallsensorabstand wirkt sich das störende Spulenfeld unterschiedlich auf die Sensoren aus. Bild 3.31 zeigt den Positionsfehler in Abhängigkeit des Spulenstromes.



Bild 3.31: Absoluter Fehler der Positionsmessung in mm in Abhängigkeit des Stromes für vier untersuchte Positionen

Da für die Realisierung der Ventilfunktion in erster Linie Positionen zwischen "Ventil 6 mm geöffnet" und "Ventil zu" relevant sind, wurde zur Stromkompensationen Hauptaugenmerk auf diesen Positionsbereich gelegt.

3.6.4.3 Genauigkeit der Positionsmessung

Der prozentuale Positionsfehler in Abhängigkeit des Stromes im unkompensierten Fall beträgt für die Position "Ventil 6 mm geöffnet" bei einem Strom von 3 A bereits rund ± 5 %. Eine Kompensation des Spulenfeldes ist demnach zwingend erforderlich. Neben linearen Approximationen wurden auch quadratische Näherungen untersucht. Für die Position "Ventil 6 mm geöffnet" hat sich eine quadratische Näherung bewährt, der maximale Positionsfehler bei einem Strom von 3 A reduziert sich auf rund ± 0.5 %.

3.7 Signalverarbeitung

Zur Bestimmung der Durchflussrate wird die Kraft, welche die strömende Flüssigkeit auf den Schwebekörper ausübt, mittels der elektromagnetischen Kraft kompensiert, sodass der Schwebekörper eine fixe Position einnimmt. Neben dem Spulenstrom geht auch das Positionssignal in die Berechnung der Durchflussrate ein. Nachfolgend werden zwei untersuchte Durchflussberechnungsverfahren vorgestellt. Anschliessend wird der strukturelle Ablauf der Durchflussregelung sowie die Parametereinstellung diskutiert.

3.7.1 Durchflussberechnungsverfahren

Vor jedem Regelzyklus findet die Durchflussberechnung statt (Bild 2.4). Folgende zwei Berechnungsverfahren wurden entwickelt und untersucht:

- *PQR*-Durchflussberechnung
- 3D-Durchflussberechnung

Die Berechnungsalgorithmen wurden in *MATLAB* implementiert und sind auf dem DSP programmiert.

3.7.1.1 PQR-Durchflussberechnung

Der Durchfluss q ist gemäss Gleichung (3.78) eine Funktion des Ist-Stromes I und der Ist-Position x:

$$q = f(I, x). \tag{3.78}$$

Bei einer fixen Position existiert eine quadratische Abhängigkeit zwischen dem Strom *I* und dem Durchfluss *q*:

$$I = a \cdot q^2 + b \cdot q + c. \tag{3.79}$$

Durch Auflösen der Gleichung (3.79) nach dem Durchfluss q ergibt sich mit dem gemessenen Ist-Strom I:

$$q = \frac{-b}{2 \cdot a} \pm \sqrt{\frac{b^2}{4 \cdot a^2} - \frac{c}{a} + \frac{1}{a} \cdot I}$$

$$= P \pm \sqrt{Q + R \cdot I}.$$
(3.80)

Von den zwei Lösungen aus Gleichung (3.80) ist nur eine brauchbar. Je nach Krümmungsart der Kennlinienkurve wird der positive oder der negative Wurzelterm eingesetzt. Dieses Verhalten kann aus dem Koeffizienten *a* abgelesen werden:

$$q = \begin{cases} P + \sqrt{Q + R \cdot I} & \text{wenn } a > 0\\ P - \sqrt{Q + R \cdot I} & \text{wenn } a < 0 \end{cases}$$
(3.81)

beziehungsweise mit $R = \frac{1}{a}$ aus Gleichung (3.80):

$$q = \begin{cases} P + \sqrt{Q + R \cdot I} & \text{wenn } R > 0\\ P - \sqrt{Q + R \cdot I} & \text{wenn } R < 0. \end{cases}$$
(3.82)

Die Werte der *PQR*-Parameter gelten nur für eine bestimmte Position. Wenn sich die Position ändert, ändern auch die *PQR*-Werte. Je nach Druck regelt der Durchflussregler die Position des Schwebekörpers auf einen anderen Wert, um den gewünschten Durchfluss zu erzielen. Für die *PQR*-Parameter bedeutet dies, dass sie zur Laufzeit bestimmt werden und auch zur Laufzeit der Ist-Durchfluss errechnet wird. Deshalb wurden bei der Kennlinienaufnahme die Strom-Durchfluss-Kennlinien bei k fixen Positionen gemessen und daraus die Koeffizientensätze a_i , b_i und c_i ($1 \le j \le k$) in (3.83) und die

 P_j -, Q_j - und R_j - Datensätze ($1 \le j \le k$) in (3.84) für *k* Positionen zur Strom-Durchfluss-Funktion bestimmt:

$$I_j = a_j \cdot q_j^2 + b_j \cdot q_j + c_j \tag{3.83}$$

$$q_j = P_j \pm \sqrt{Q_j + R_j \cdot I_j}. \tag{3.84}$$

Zuerst wird in Abhängigkeit des Referenzdurchflusses q_j der Strom I_j approximiert und dabei die Koeffizienten a_j , b_j und c_j bestimmt. Der bei konstanten Positionen kontinuierlich gemessene Strom-Durchfluss-Verlauf und die approximierte Strom-Durchfluss-Kennlinienschar ist in Bild 3.32 dargestellt. Alle folgenden Graphiken enthalten Strom und Position in DSP-Einheiten, da diese zur Durchflussberechnung verwendet werden und nicht der in Ampère resp. Millimeter umgerechnete Wert.



Bild 3.32: Ist-Strom und approximierter Strom über Referenzdurchfluss für verschiedene Ventilöffnungen

Mit den Koeffizienten *a*, *b* und *c* werden nach Gleichung (3.80) die *PQR*-Parameter berechnet und mit (3.84) entsprechend der Ist-Durchfluss bestimmt (Bild 3.33).

Um zur Laufzeit von der Ist-Position *x* auf die *PQR*-Werte schliessen zu können, werden die zugehörigen Koeffizienten p_i , q_i , r_i $(1 \le i \le 4)$ aus (3.85) kalkuliert:

$$P_{j} = p_{1} \cdot x_{j}^{3} + p_{2} \cdot x_{j}^{2} + p_{3} \cdot x_{j} + p_{4}$$

$$Q_{j} = q_{1} \cdot x_{j}^{3} + q_{2} \cdot x_{j}^{2} + q_{3} \cdot x_{j} + q_{4}$$

$$R_{j} = r_{1} \cdot x_{j}^{3} + r_{2} \cdot x_{j}^{2} + r_{3} \cdot x_{j} + r_{4}.$$
(3.85)

Mit den aus (3.85) ermittelten Koeffizienten p_i , q_i , r_i ($1 \le i \le 4$), der Ist-Position *x* und dem Ist-Strom *I* wird der Ist-Durchfluss *q* anschliessend mittels (3.86) berechnet:

$$P = p_{1} \cdot x^{3} + p_{2} \cdot x^{2} + p_{3} \cdot x + p_{4}$$

$$Q = q_{1} \cdot x^{3} + q_{2} \cdot x^{2} + q_{3} \cdot x + q_{4}$$

$$R = r_{1} \cdot x^{3} + r_{2} \cdot x^{2} + r_{3} \cdot x + r_{4}$$
(3.86)



Bild 3.33: Referenzdurchfluss und berechneter Durchfluss über Strom für verschiedene Ventilöffnungen

Der prinzipielle Ablauf der PQR-Durchflussberechnung ist in Bild 3.34 dargestellt. 3 Hochintegrierte Durchflussregelung



Bild 3.34: Ablauf der PQR-Durchflussberechnung

3.7.1.2 3D-Durchflussberechnung

Bei der 3D-Berechungsmethode wird ausgenutzt, dass ein Messpunkt im Raum durch die drei Dimensionen Ist-Strom *I*, Ist-Position *x* und Ist-Durchfluss *q* charakterisiert ist. Im Gegensatz zur *PQR*-Berechnung kann direkt eine Funktion für den Durchfluss gefunden werden, welche für beliebige Positionen gilt. Auf diese Weise wurde für den Durchfluss eine Fläche im Raum ermittelt, die bei gemessener Ist-Position *x* und Ist-Strom *I* Aufschluss über den Durchfluss gibt. Verbindungen von *I* und *x* werden Korrelationen genannt (z.B. $I \cdot x$, $I \cdot x^2$). Zur Verdeutlichung der Idee dient Bild 3.35. Aus den Messdaten der Kennlinienaufnahme wurden mit (3.87) die k-ten Durchflusswerte q_k in Abhängigkeit des k-ten Ist-Stroms I_k und der k-ten Ist-Position x_k approximiert:

$$q_{k} = a \cdot I_{k}^{3} + b \cdot I_{k}^{2} + c \cdot I_{k} + d \cdot I_{k}^{2} \cdot x_{k} + e \cdot I_{k} \cdot x_{k}^{2} + f \cdot I_{k} \cdot x_{k} + g \cdot x_{k} + h \cdot x_{k}^{2} + i \cdot x_{k}^{3} + k.$$
(3.87)

In Matrixschreibweise sieht (3.87) für N Messdaten folgendermassen aus:

$$\begin{pmatrix} q[1] \\ q[2] \\ q[3] \\ \vdots \\ q[N] \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} I[1]^3 & I[1]^2 & I[1] & \cdots & x[1]^3 & 1 \\ I[2]^3 & I[2]^2 & I[2] & \cdots & x[2]^3 & 1 \\ I[3]^3 & I[3]^2 & I[3] & \cdots & x[3]^3 & 1 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ I[N]^3 & I[N]^2 & I[N] & \cdots & x[N]^3 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} a \\ b \\ c \\ \vdots \\ k \end{pmatrix},$$
(3.88)

beziehungsweise



Bild 3.35: Durchflussfläche über Ist-Position x und Ist-Strom I

Der Koeffizientenvektor \vec{s} , welcher zur Durchflussberechnung verwendet wird, kann in (3.90) mit der Umkehrfunktion von (3.89) ermittelt werden:

$$\vec{s} = \mathbf{M} \setminus \vec{q}. \tag{3.90}$$

Zur Laufzeit werden die Koeffizienten von \vec{s} in (3.91) eingesetzt und mit den gemessenen Werten von Ist-Strom I und Ist-Position x der Ist-Durchfluss q berechnet.

$$q = a \cdot I^{3} + b \cdot I^{2} + c \cdot I + d \cdot I^{2} \cdot x + e \cdot I \cdot x^{2} + f \cdot I \cdot x + g \cdot x + h \cdot x^{2} + i \cdot x^{3} + k$$

$$(3.91)$$

113

3 Hochintegrierte Durchflussregelung

Der Ablauf ist schematisch in Bild 3.36 skizziert.



Bild 3.36: Ablauf der 3D-Durchflussberechnung

Bild 3.37 zeigt den kontinuierlich gemessenen Strom-Durchfluss-Verlauf bei vier konstanten Positionen und die entsprechend approximierten Kennlinien.



Bild 3.37: Referenzdurchfluss und berechneter Ist-Durchfluss in Abhängigkeit des Ist-Stroms für vier konstante Ventilöffnungen

Bei (3.87) handelt es sich um eine Approximation dritter Ordnung. Je besser die Approximation der Kennlinien erfolgt – vorausgesetzt, dass sie reproduzierbar sind –, desto genauer wird die Durchflussberechnung und desto präziser die Durchflussregelung. Aus diesem Grund wurden auch Approximationen vierter Ordnung implementiert. Bei den Annäherungen wurden nicht alle Korrelationen von I und x gebildet. Mit der ersten Kennlinienschar wurde untersucht, welche Korrelationen keine Verbesserung der Approximation erbringen und folglich vernachlässigt werden können. Die zweite Approximationsart ist eine Approximation vierter Ordnung, jedoch mit den gleichen Korrelationstermen wie in Gleichung (3.87):

$$q_{k} = a \cdot I_{k}^{4} + b \cdot I_{k}^{3} + c \cdot I_{k}^{2} + d \cdot I_{k} + e \cdot I_{k}^{2} \cdot x_{k} + f \cdot I_{k} \cdot x_{k}^{2} + g \cdot I_{k} \cdot x_{k} + h \cdot x_{k} + i \cdot x_{k}^{2} + k \cdot x_{k}^{3} + l \cdot x_{k}^{4} + m.$$
(3.92)

Die dritte Approximationsweise ist ebenfalls eine vierter Ordnung, jedoch mit zwei zusätzlichen Korrelationen von *x* und *I*:

$$q_{k} = a \cdot I_{k}^{4} + b \cdot I_{k}^{3} \cdot x_{k} + c \cdot I_{k}^{3} + d \cdot I_{k}^{2} + e \cdot I_{k} + f \cdot I_{k}^{2} \cdot x_{k} + g \cdot I_{k} \cdot x_{k}^{2} + h \cdot I_{k} \cdot x_{k} + i \cdot I_{k} \cdot x_{k}^{3} + k \cdot x_{k} + l \cdot x_{k}^{2} + m \cdot x_{k}^{3} + (3.93)$$

$$n \cdot x_{k}^{4} + o.$$

Die drei untersuchten 3D-Approximationsarten sind also diejenigen aus den Gleichungen (3.87), (3.92) und (3.93).

3.7.1.3 Aufteilen des Positionsbereichs

Wie oben erwähnt, kann mit einer genaueren Approximation eine genauere Durchflussberechnung erfolgen. Um die Koeffizienten p_i , q_i , r_i $(1 \le i \le 4)$ beziehungsweise den Koeffizientenvektor \vec{s} präziser zu bestimmen, wurde der gesamte Positionsbereich aller Kennlinien – von der offenen Ventilposition aus bis zur geschlossenen Ventilposition hin – in kleinere Bereiche unterteilt. Je nach Ist-Position sollen diese über verschiedene Koeffizienten für die *PQR*- respektive für die 3D-Berechnung verfügen. In Abhängigkeit der Ist-Position wird also zur Laufzeit ein anderer Koeffizientenvektor zur Durchflussberechnung benutzt. Folgende zwei Versionen wurden untersucht:

- Unterteilung in drei Bereiche \rightarrow drei verschiedene Koeffizientenvektoren
- Unterteilung in sieben Bereiche → sieben verschiedene Koeffizientenvektoren

Bild 3.38 und Bild 3.39 zeigen auf, wo die Bereichsgrenzen gewählt wurden.



Bild 3.38: Unterteilung in drei Positionsbereiche

Diejenigen Messreihen, welche sich an den Grenzpositionen befinden, wurden zur Koeffizientenbestimmung für beide anliegenden Bereiche benutzt. Auf diese Weise werden die Unstetigkeiten an den Bereichsgrenzen und allfällige Berechnungsfehler reduziert.

3.7.1.4 Eingesetzte Berechnungsverfahren

Eine Kombination der in den Abschnitten 3.7.1.1, 3.7.1.2 und 3.7.1.3 beschriebenen Berechnungen ergab für die definitive Durchflussberechnung folgende fünf Varianten:

- *PQR*:
 - 1. 3 Bereiche
 - 2. 7 Bereiche
- 3D:
 - 1. 3 Bereiche mit Approximationsart aus Gleichung (3.87)
 - 2. 3 Bereiche mit Approximationsart aus Gleichung (3.93)
 - 3. 7 Bereiche mit gemischten Approximationsarten:

- a. Bereiche 1-2: Approximationsart aus Gleichung (3.87)
- b. Bereiche 3-5: Approximationsart aus Gleichung (3.92)
- c. Bereiche 6-7: Approximationsart aus Gleichung (3.93)



Bild 3.39: Unterteilung in sieben Positionsbereiche, um eine genauere Approximation zu erreichen

Bei der 3D-Berechnung mit sieben Bereichen wurden unterschiedliche Approximationsarten gewählt. In den oberen Bereichen (in der Nähe der Schliessposition) wird mit einer höheren Ordnung approximiert, da dort das Verhalten der Kennlinien schwieriger zu approximieren ist als in den unteren Bereichen.

Die Evaluation der verschiedenen Durchflussberechnungsverfahren wird in Abschnitt 7.1.2 behandelt.

3.7.2 Durchflussregelung

Der PID-Durchflussregler wurde softwaremässig implementiert. Als Eingang benutzt der Regler den berechneten Ist-Durchfluss und den Soll-Durchfluss. Ausgegeben wird eine Stellgrösse für den Positionsregler. Um zu verhindern, dass der Schwebekörper in einen instabilen Zustand gelangt, wurde der stabile Bereich bestimmt und die Stellposition auf die entsprechenden Bereichsgrenzen limitiert. Um einen korrekten Regelprozess gewährleisten zu können, muss der überlagerte Regler – in diesem Fall der Durchflussregler – wesentlich langsamer laufen als der unterlagerte Positionsregler.

Die Ergebnisse der untersuchten Durchflussregelung sowie deren Diskussion finden sich in Abschnitt 7.1.2.

4 Separierte Durchflussregelung

In diesem Kapitel wird die separierte Variante zur Durchflussregelung betrachtet, wobei Hauptaugenmerk auf die Aktorkomponente gelegt wird. Einleitend werden die am Aktor wirkenden Kräfte behandelt. Die fluiddynamischen sowie die elektromagnetischen Untersuchungen folgen danach. Die thermischen Betrachtungen stellen einen wesentlichen Teil der Aktorauslegung dar. Abschliessend folgen die Materialwahl für aggressive Medien sowie eine Evaluation einsetzbarer Sensor-Komponenten.

4.1 Wirkende Kräfte am Aktor

In Bild 4.1 ist ein Querschnitt des Aktors mit den axialen Kräften im stationären Zustand dargestellt.



Bild 4.1: Axiale Kräfte bei vertikaler Montage im stationären Zustand

Die Flüssigkeit fliesst vom Eingangsdruckbereich (p_1) über das Ventil in den Ausgangsdruckbereich (p_2) und verlässt schliesslich den Druckregler. Der Flüssigkeitspfad ist in Bild 4.2 gut ersichtlich.



Bild 4.2: Querschnitt des Reglers ohne Hilfsenergie

Es wirken folgende Kräfte senkrecht nach oben (siehe Abschnitt 2.2.1.1):

- Federkraft $F_f = c_f \cdot x$
- Kegelkraft $F_K = (p_1 p_2) \cdot A_S$
- Ausgangsdruckkraft $F_{hydr,aus} = p_2 \cdot A_{Mem}$

Die senkrecht nach unten wirkende Sollkraft $F_{soll} = p_{soll} \cdot A_{Mem}$, welche in Abschnitt 2.2.1.1 eingeführt wurde, setzt sich bei der Verwendung eines elektrischen Direktantriebes mit mechanischer Vorspannung wie folgt zusammen:

$$F_{soll} = F_{f,Mot} + F_M + F_G . \tag{4.1}$$

 $F_{f,Mot}$ ist hierbei die Federkraft, welche durch die im Antrieb integrierte Vorspannfeder erzeugt wird:

$$F_{f,Mot} = c_{f,Mot} \cdot x_{vor,Mot} \,. \tag{4.2}$$

 F_M stellt die zu regelnde elektromagnetische Kraft dar. F_G steht für die Gewichtskraft des Läufers:

$$F_G = m_{läufer} \cdot g \ . \tag{4.3}$$

Für das Kräftegleichgewicht im stationären Zustand gilt:

$$F_{f,Mot} + F_M + F_G = F_f + F_K + F_{hydr,aus} . (4.4)$$

Die zu regelnde elektromagnetische Kraft lässt sich demnach wie folgt berechnen:

$$F_{M} = F_{f} + F_{K} + F_{hydr,aus} - F_{f,Mot} - F_{G}.$$
(4.5)

Die wirkenden fluiddynamischen und elektromagnetischen Kräfte am Aktor werden in den Unterkapiteln 4.2 und 4.3 genauer untersucht. Die bei Verwendung eines Eisenrückschlusses auftretende Reluktanzkraft in axialer Richtung wurde in der vorherigen Betrachtung weggelassen. Durch die mechanische Anordnung des Läufers gegenüber dem Eisenrückschluss kann die resultierende Reluktanzkraft sowohl axial nach oben, als auch nach unten gerichtet sein. Bei optimierten Verhältnissen resultiert eine nahezu verschwindende Reluktanzkraft. Untersuchungen hierzu finden sich in Unterkapitel 4.3.

4.2 Fluiddynamische Untersuchung des Aktors

Beim betrachteten Aktor interessiert der resultierende Druckabfall in Abhängigkeit der Ventilposition. In Bild 4.3 sind die Druckverhältnisse bei zwei verschiedenen Ventilpositionen für eine Durchflussrate von 450 ml/min dargestellt. Es ist ersichtlich, dass der relevante Druckabfall im Spalt zwischen Ventilkegel und Gehäuse des Druckreglers auftritt. Während eine Spaltbreite von 0.1 mm einen Druckabfall von lediglich 0.2 bar erzeugt, ergibt sich bei einer Spaltbreite von 0.04 mm ein Druckabfall von rund 1.5 bar. Der gesamte Regelbereich wird somit über einen Ventilhub von maximal 0.2 mm realisiert. Die Regelung des Ausgangsdruckes erfordert Positionsänderungen im Bereich von Hundertstel Millimetern. Die angegebenen Druckwerte sind als Relativdrücke zu verstehen. 0 Pa Ausgangsdruck bedeutet hierbei, dass kein hydraulischer Druck, sondern lediglich Atmosphärendruck vorherrscht.



Bild 4.3: Druckverhältnisse bei zwei verschiedenen Spaltbreiten und einer Durchflussrate von 450 ml/min

4.3 Elektromagnetische Kräfte

Dieses Unterkapitel behandelt die elektromagnetische Auslegung des Aktors. Hauptaugenmerk wird hierbei auf eine kompakte Bauform und die dadurch zu optimierende volumenspezifische Güte gelegt. Die zu Grunde liegenden Wachstumsgesetze werden nachfolgend erläutert.

4.3.1 Wachstumsgesetze

Die Wachstumsgesetze beschreiben die Zusammenhänge zwischen geometrisch ähnlichen Antrieben unterschiedlicher Baugrössen. Dabei wird das Wachstum relevanter physikalischer Grössen in Beziehung zum geometrischen Wachstum des Antriebs gesetzt.

Grösse	Gleichung	Wachstum
Länge	$l = x_1$	~ <i>k</i>
Fläche	$A = x_1 x_2$	$\sim k^2$
Volumen	$V = x_1 x_2 x_3$	$\sim k^3$
Masse	$m = \rho_m V$	$\sim k^3$
El. Widerstand	$R_{el} = ho_{el} rac{l}{A}$	$\sim k^{-1}$
Stromdichte	J = konstant	~1
Strom	I = JA	$\sim k^2$
Verlustleistung	$P_{V\Omega} = RI^2$	$\sim k^3$
Antriebskraft	$F_A = IlB$	$\sim k^3$
Güte	$Q_{antr} = \frac{F_A^2}{P_{V\Omega}}$	$\sim k^3$
Eigenbeschleunigung	$a = \frac{F_A}{m}$	~1

Tabelle 4.1: Berechnung und Wachstumsverhalten betrachteter Grössen

Zur Bestimmung des Wachstumsverhaltens wird ein geometrischer Skalierungsfaktor k eingeführt. Dieser skaliert alle Längen x der Antriebsgeometrie auf die Längen kx. Damit kann das Wachstum betrachteter Grössen durch deren Abhängigkeit vom Skalierungsfaktor beschrieben werden.

Die Auslegung des betrachteten Antriebs erfolgte mittels konstanter Stromdichte. Dieser Ansatz ist gemäss [Schm/02] für kleine Motoren zweckmässig, während er bei grossen Antrieben erfahrungsgemäss zu thermischer Überlast führt. In Tabelle 4.1 sind die zur Berechnung der untersuchten Grössen benötigten Gleichungen und das entsprechende Wachstumsverhalten zusammengefasst, wobei ideale Kühlung vorausgesetzt wird.

4.3.2 Kraftbildung

Für die Kraftbildung gelten die in Abschnitt 3.3.1 hergeleiteten Beziehungen. Neben der Antriebskraft, welche aus der Wechselwirkung zwischen dem durch die Permanentmagnete erzeugten Läuferfeld und dem elektrisch erzeugten Statorfeld resultiert, tritt infolge des Eisenrückschlusses eine geometrieabhängige Reluktanzkraft auf.

4.3.3 Auslegung des Antriebs

Da die elektromagnetische Kraft nur über einen kleinen Hubbereich (ca. 2 mm) aufzubringen ist, unterscheiden sich die untersuchten Antriebskonfigurationen insbesondere durch die geringe Anzahl Permanentmagnete und Spulensegmente von herkömmlichen Linearantrieben. Erste Untersuchungen haben gezeigt, dass die Konfiguration *ein Magnet / ein Spulensegment* gegenüber den Konfigurationen *zwei Magnete / zwei Spulensegmente* und *drei Magnete / drei Spulensegmente* wesentlich ungünstiger ist bezüglich des benötigten Volumens. Konfigurationen mit vier und mehr Magneten und Spulensegmenten bringen keinen Vorteil, sind jedoch aufwendiger zu realisieren. Aufgrund dessen wurden folgende zwei Konfigurationen genauer untersucht:



(a) Zwei Magnete und zwei Spulen (b) Drei Magnete und drei Spulen

Bild 4.4: Querschnitt der untersuchten Antriebskonfigurationen

4.3.3.1 Mittlere Antriebskraft F_m

Da Linearantriebe durch entsprechende Bestromung sowohl positive als auch negative Kräfte erzeugen können, ist die total aufzubringende elektromagnetische Kraft F_M aus Gleichung (4.5) mittels $\pm F_M/2$ zu realisieren. Da die Reluktanzkraft zu einer Verschiebung des Kraftbereichs führt, wird zum Vergleich verschiedener Antriebe die mittlere Antriebskraft F_m verwendet. Letztere ist das arithmetische Mittel der Kraftbeträge bei positiver und negativer Bestromung der Spulen:

$$F_m = \frac{F_{+i} + F_{-i}}{2} \,. \tag{4.6}$$

4.3.3.2 Volumenbezogene Kraftdichte F*

Um verschieden grosse Antriebe vergleichen zu können, ist ein Beurteilungskriterium erforderlich, in welchem die Bauform des Antriebs miteinbezogen wird. Hierzu eignet sich die volumenbezogene Kraftdichte F^* , welche sich durch Division der Kraft durch das Volumen ergibt:

$$F^* = \frac{F}{V} \,. \tag{4.7}$$

4.3.3.3 Güte

Die Güte Q_{antr} des Antriebs stellt die mittlere Antriebskraft F_m in Relation zu den Wicklungsverlusten $P_{V\Omega}$ und ist definiert durch

$$Q_{antr} = \frac{F_m^2}{P_{V\Omega}}.$$
(4.8)

Je höher die Güte ist, desto weniger Kupferverluste werden erzeugt, um eine bestimmte Kraft aufzubringen. Die Güte ist bei der Auslegung von elektromagnetischen Antrieben eine wesentliche Kenngrösse. Da diese gemäss Wachstumsverhalten mit der dritten Potenz des Skalierungsfaktors wächst [Schm/02], kann sie nur zur Bewertung von Antrieben gleicher Baugrösse beigezogen werden. Andernfalls ist der volumenbezogene Gütewert Q^*_{antr} zu verwenden:

$$Q_{antr}^* = \frac{Q_{antr}}{V} \,. \tag{4.9}$$

Das Volumen umfasst dabei die Geometrie des elektromagnetischen Kreises, den Raum also, in welchem sich die magnetischen Felder ausbreiten (Eisenkreis, Luftspalt, Permanentmagnete).

4.3.4 Magnetfeldsimulationen

Für eine umfassende Untersuchung möglicher Antriebskonfigurationen ist es zweckmässig, sämtliche Abmessungen zu parametrisieren. Dadurch wird ermöglicht, optimale Verhältnisse zu finden, welche für Antriebe unterschiedlicher Grössen zutreffend sind.

4.3.4.1 Simulationsparameter

In Bild 4.5 sind alle Grössen dargestellt, welche in den Simulationen mit *zwei Magneten / zwei Spulensegmenten* variiert werden können. Den Untersuchungen mit *drei Magneten / drei Spulensegmenten* liegen die entsprechenden Simulationsparameter zu Grunde.



Bild 4.5: Grössen, welche bei den Simulationen zur Auslegung des Antriebs variiert werden

4.3.4.2 Vergleich zwei Magnete / zwei Spulen – drei Magnete / drei Spulen

Zur Bestimmung der optimalen Anzahl Magnete und Spulensegmente genügt es, den Magnetradius, die Länge der Magnet-Eisen-Segmente und die Spulendicke zu variieren.

Parameter	Berechnung	Wert (2 M./2 Sp.)	Wert (3 M./3 Sp.)
\mathcal{F}_{mag}	[-]	1527 [mm]	1323 [mm]
l_zu_r	$\frac{l_{mag} + l_{eisen_m}}{r_{mag}}$	12 [-]	12 [-]
$d_{spule} _ zu _ r_{mag}$	$rac{d_{spule}}{r_{mag}}$	0.41 [-]	0.41 [-]

Tabelle 4.2: Grössen, welche bei den Simulationen zur Optimierung derAnzahl Magnete/Spulen variiert werden

Sämtliche weiteren Parameter nehmen entweder konstante Werte an, oder ändern sich aufgrund einer Verknüpfung mit den variierten Parametern. In der folgenden Untersuchung sollen diese weiteren Parameter aber nicht näher betrachtet werden. Den Simulationen in Bild 4.6 und Bild 4.7 liegen die Konfigurationen gemäss Tabelle 4.2 zu Grunde.

In Bild 4.6 und Bild 4.7 sind links die Mittelkraft, in der Mitte die Reluktanzkraft und rechts der Spulenwiderstand in Abhängigkeit der Spulendicke bei einem Magnetradius von 20 mm für *zwei Magnete / zwei Spulensegmente* bzw. 17 mm für *drei Magnete / drei Spulensegmente* dargestellt. Dabei enthalten die Plots jeweils die Simulationsresultate für sechs verschiedene normierte Magnet-Eisen-Längen, welche mittels *l_zu_r* variiert wurden.



Bild 4.6: Sim. Mittelkraft, sim. Reluktanzkraft und Spulenwiderstand für verschiedene Magnet-Eisen-Längen in Abhängigkeit der Spulendicke bei einem Magnetradius von 20 mm und zwei Magneten / zwei Spulensegmenten



Bild 4.7: Sim. Mittelkraft, sim. Reluktanzkraft und Spulenwiderstand für verschiedene Magnet-Eisen-Längen in Abhängigkeit der Spulendicke bei einem Magnetradius von 17 mm und drei Magneten / drei Spulensegmenten
In beiden Fällen zeigt sich, dass die Mittelkraft mit zunehmender Magnet-Eisen-Länge linear wächst, während bei einer Erhöhung der Spulendicke die resultierende Kraftzunahme kleiner wird. Die Reluktanzkraft steigt ebenfalls mit zunehmender Magnet-Eisen-Länge, nimmt jedoch mit zunehmender Spulendicke ab. Der Spulenwiderstand wächst linear mit steigender Magnet-Eisen-Länge und überproportional mit zunehmender Spulendicke.

Der Kräftevergleich der beiden Grundkonfigurationen bezogen auf das erforderliche Volumen ergibt, dass die erreichbare Kraftdichte mit *drei Magneten / drei Spulensegmenten* nahezu identisch ist wie jene mit *zwei Magneten / zwei Spulensegmenten*. Aufgrund der einfacheren Realisierbarkeit wird daher im Folgenden die Konfiguration *zwei Magnete / zwei Spulensegmente* näher betrachtet und entsprechend optimiert.

4.3.4.3 Optimierung des Antriebs

Die Antriebsoptimierung erfordert die Analyse diverser Konfigurationen. Hierbei ist es zweckmässig, pro Untersuchung jeweils nur einen Parameter zu variieren. Nachfolgend werden vier Setups vorgestellt, welche sich aufgrund der vorherigen Untersuchungen als günstig erweisen. Diese Setups werden verwendet, um über das Verhältnis Magnet- zu Eisenmaterial sowie zur Rückschlussdicke allgemein gültige Aussagen treffen zu können. Auf die Optimierung der oberen und unteren Magnetscheibe sowie die verschiedenen Eisenscheiben wird nicht näher eingegangen. Untersuchungen haben jedoch gezeigt, dass aufgrund des kleinen Hubbereiches optimale Kraftverhältnisse bei unterschiedlich grossen Magnetsegmenten und entsprechenden Eisensegmenten gefunden werden können.

Setup	r_{mag}	l_zu_r	r_{total}	h_{total}	F_{rel}	F_m^*	R _{spule}
	[mm]	[-]	[mm]	[mm]	[N]	$[N/dm^3]$	$[\Omega]$
1	18.00	1.75	40.1	108.0	0.4	92.1	14.9
2	19.75	1.5	39.8	104.3	0.7	96.8	12.7
3	22.00	1.25	40.5	100.0	0.6	97.9	11.2
4	25.25	1.00	41.7	95.5	1.3	96.2	9.5

Tabelle 4.3: Setups, welche bei der Optimierung betrachtet werden

Verhältnis Magnet- zu Eisenmaterial

In Bild 4.8 sind die Mittelkraft und die Reluktanzkraft dargestellt, wobei das Magnet-zu-Eisen-Verhältnis von 1 bis 10 variiert wird. Das Optimum liegt für die verschiedenen Setups zwischen 4 und 5.5.



Bild 4.8: Simulierte Mittelkraft und simulierte Reluktanzkraft in Abhängigkeit des Magnet-Eisen-Verhältnisses

Rückschlussdicke

Bild 4.9 zeigt den Einfluss der Rückschlussdicke. Die Mittelkraft nimmt linear mit der Rückschlussdicke zu und erreicht zwischen 1 und 1.5 mm einen konstanten Wert.



Bild 4.9: Simulierte Mittelkraft, simulierte Mittelkraftdichte und simulierte Reluktanzkraft in Abhängigkeit der Rückschlussdicke

Die Mittelkraftdichte erreicht ihr Optimum im Bereich zwischen 1 und 1.5 mm, während die Reluktanzkraft das Verhalten in Bild 4.9c zeigt. Je nach Setup ist aufgrund der erreichbaren Mittelkraftdichte eine Rückschlussdicke im Bereich von 1 bis 1.5 mm zu wählen.

Kraftverlauf des realisierten Motors

Bild 4.10 zeigt die mittels Simulationen berechnete Mittelkraft und Reluktanzkraft in Abhängigkeit der Läuferposition. Sowohl die Mittelkraft als auch die Reluktanzkraft variieren im dargestellten Hubbereich von 4 mm um nur 1 N. Der benötigte Hub beträgt nur 0.5 mm, weshalb die Kraft des Motors als konstant betrachtet werden kann.

Die maximale Mittelkraft tritt bei einer Verschiebung des Läufers von 10 mm auf und beträgt 51.9 N. Bei dieser Läuferposition beträgt die simulierte Reluktanzkraft -4.2 N. Mit der verwendeten Stromdichte von 1.8 A/mm² ergibt sich eine Kraftkonstante von 51.3 N/A. Der errechnete Gesamtwiderstand beträgt bei diesen Spulengrössen 12.1 Ω .



Bild 4.10: Simulierte Mittelkraft und simulierte Reluktanzkraft des optimierten Motors in Abhängigkeit der Position

Einfluss der Erwärmung

Die im Wesentlichen durch ohmsche Verluste verursachte Erwärmung des Motors führt bei den verwendeten Neodym-Eisen-Bor-Magneten zu einer Abschwächung des Magnetfeldes. Letztere hat auch eine Abschwächung der Mittelkraft zur Folge. Bild 4.11 zeigt die zu erwartende Mittelkraft und Reluktanzkraft in Abhängigkeit der Läuferposition für verschiedene Magnettemperaturen. Bei einer Erwärmung der Magnete von 20 auf 60 °C verringert sich die Mittelkraft um 20 %. Zur Gewährleistung eines einwandfreien Motorbetriebs ist daher eine entsprechende Kühlung vorzusehen.



Bild 4.11: Sim. Mittelkraft und sim. Reluktanzkraft des optimierten Motors in Abhängigkeit der Position für verschiedene Magnettemperaturen

4.3.5 Positionssensorik

Die Positionssensorik der separierten Variante ist derjenigen der hochintegrierten Ausführung sehr ähnlich (siehe Abschnitt 3.6.4). Es wird, bedingt durch die erforderliche Positionsgenauigkeit, eine differentielle Auswertung mehrerer Hallsensorpaare untersucht. Neben der thermischen Kopplung und der Eliminierung von Alterungseffekten wird durch das Erhöhen der verwendeten Sensorpaare in erster Linie die Güte des Positionssignals wesentlich verbessert. Letztere ist aufgrund der nicht-idealen axialen Magnetisierung der eingesetzten Magnete kritisch. Bild 4.12 zeigt die Positionsabweichung über den Drehwinkel bei verschiedener Anzahl Hallsensorpaare.

Bei Verwendung von einem Sensorpaar ergeben sich über einen Drehwinkel von 360° Abweichungen von bis zu 0.112 mm. Unter Beachtung des gesamten relevanten Hubes von rund 0.5 mm betragen diese Abweichungen 20 % des Messbereiches. Diese nicht tolerierbare Abweichung kann durch den Einsatz mehrerer Sensorpaare gemäss Tabelle 4.4 massiv reduziert werden.



Bild 4.12: Positionsabweichung bei verschiedener Anzahl Hallsensorpaare

Mit vier Hallsensorpaaren wird die Abweichung im Positionssignal gegenüber einem Sensorpaar um den Faktor 14 reduziert. Bei der Drehung des Läufers schwankt das Positionssignal somit lediglich noch um tolerierbare acht Tausendstel Millimeter (1.6 % des gesamten Hubs).

	Abweichung	Verbesserungsfaktor
1 Hallsensorpaar	0.112 mm	1
2 Hallsensorpaare	0.078 mm	1.4
3 Hallsensorpaare	0.015 mm	7.4
4 Hallsensorpaare	0.008 mm	14

Tabelle 4.4: Abhängigkeit der Positionsgüte von der Anzahl verwendeter Hallsensorpaare

4.4 Thermische Betrachtungen des Aktors

In diesem Unterkapitel wird das thermische Verhalten des Aktors betrachtet. Einleitend werden die auftretenden physikalischen Effekte behandelt, gefolgt von den Verlusten, welche für die Erwärmung des Aktors verantwortlich sind. Danach werden die Ergebnisse thermischer Simulationen sowie ihre Konsequenzen für die Auslegung des Aktors analysiert. Abschliessend wird ein thermisches Ersatzmodell vorgestellt.

4.4.1 Theoretische Grundlagen

Um das thermische Verhalten des Aktors analysieren zu können, müssen die für den Wärmetransport verantwortlichen physikalischen Effekte bekannt sein. Beim betrachteten Aktor sind dies Wärmeleitung, Konvektion und Wärmestrahlung.

4.4.1.1 Wärmeleitung

Wärmeleitung tritt in Festkörpern und ruhenden Fluiden (Flüssigkeiten und Gase) auf und wird durch eine Temperaturdifferenz innerhalb des Körpers resp. des Fluids hervorgerufen. Für die transportierte Wärmemenge Q_{WI} gilt:

$$Q_{WI} = -\lambda_{WI} A \frac{d\vartheta}{dx} \,. \tag{4.10}$$

 λ_{Wl} steht für die spezifische Wärmeleitfähigkeit, *A* bedeutet die Querschnittsfläche senkrecht zum Wärmestrom und $d\vartheta/dx$ ist der Temperaturgradient. Die Wärmeleitfähigkeiten für verschiedene Materialien sind in Tabelle 4.5 aufgeführt.

Material	$\lambda_{Wl} [\mathrm{Wm}^{-1}\mathrm{K}^{-1}]$
Aluminium	236
Chromstahl	18
Kupfer	395
Kupferlackdraht ⁴	ca. 2
Luft	0.026
NdFeB (Magnet)	9
PVC	0.17
Stahl-37	43
Vergussmasse	ca. 1

Tabelle 4.5: Wärmeleitfähigkeiten verschiedener Materialien

⁴ Die Wicklungen bestehen aus einem Verbund von Kupfer und Isoliermaterial. Die Wärmeleitfähigkeit bezieht sich quer zur Wicklungsrichtung. Der Wert ist eine Abschätzung nach [Gott/62], welche sich auf die Wicklungsauslegung des realisierten Antriebs bezieht und experimentell verifiziert wurde.

4.4.1.2 Konvektion

Konvektion tritt an der Grenze zwischen Feststoffen und Fluiden auf, wobei die Wärme stoffgebunden durch die Bewegung des Fluids transportiert wird. Die durch Konvektion transportierte Wärmemenge Q_K ist gegeben durch

$$Q_K = \alpha_K A (T - T_u) . \tag{4.11}$$

 α_K steht hierbei für den Wärmeübergangskoeffizienten, *A* bedeutet die Fläche zwischen Fluid und Festkörper, *T* ist die Temperatur des Festkörpers und T_u die Fluidtemperatur.

A ist sowohl von der Temperatur und der Oberflächengeometrie des Festkörpers, als auch von der Temperatur und den physikalischen Eigenschaften des Fluids abhängig. Nähere Angaben zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten α_K findet man in [VDI/02].

4.4.1.3 Wärmestrahlung

Die Wärmestrahlung erfolgt mittels elektromagnetischer Wellen, welche der Körper abhängig von seiner Temperatur emittiert. Die durch Wärmestrahlung abgegebene Leistung Q_{St} eines Körpers ist gegeben durch

$$Q_{St} = \varepsilon \sigma A (T^4 - T_u^4) . \tag{4.12}$$

 ε bedeutet den Emissionsgrad. σ stellt die Stefan-Boltzmann-Konstante dar und A steht für die abstrahlende Fläche. T ist die Temperatur des Strahlers und T_u die Umgebungstemperatur. Da die Temperaturen mit der vierten Potenz in die Berechnung eingehen, muss zwingend mit den entsprechenden Absolutwerten (in Kelvin) gerechnet werden.

Die Oberflächenbeschaffenheit, welche durch den dimensionslosen Emissionsgrad ε beschrieben wird, hat grossen Einfluss auf das Strahlungsvermögen eines Körpers. In Tabelle 4.6 sind die Emissionsgrade für verschiedene Stoffe aufgelistet.

Material	E[-] 3
Aluminium	0.05
Aluminium, eloxiert	0.9
PVC	0.9
Stahl, poliert	0.1
Stahl, lackiert	0.9

Tabelle 4.6: Emissionsgrade verschiedener Materialien

4.4.2 Verluste

Die im betrachteten Aktor auftretenden Verluste können in Wirbelstromverluste, Hystereseverluste, Reibungsverluste und Kupferverluste aufgeteilt werden.

4.4.2.1 Wirbelstromverluste *P*_{Vwi}

Wirbelstromverluste basieren auf der ohmschen Verlustwärme von Wirbelströmen. Diese werden durch sich zeitlich ändernde Magnetfelder und die dadurch induzierten Spannungen verursacht. Die Wirbelstromverluste sind nach [Fisc/92] proportional zum Quadrat der Frequenz und zum Quadrat der magnetischen Induktion. Sie sind ausserdem umgekehrt proportional zum spezifischen elektrischen Widerstand des Materials:

$$P_{VWi} \sim \frac{1}{\rho_{el}} B^2 f^2.$$
 (4.13)

4.4.2.2 Hystereseverluste *P*_{Vhy}

Die *Hystereseverluste* entstehen aufgrund der Ummagnetisierung ferromagnetischer Materialien. Nach [Fisc/92] sind die Hystereseverluste proportional zum Quadrat der Stärke der magnetischen Induktion und proportional zur Frequenz:

$$P_{VHy} \sim B^2 f . \tag{4.14}$$

Beim betrachteten Aktor treten Hystereseverluste nur im Rückschlusseisen auf.

4.4.2.3 Reibungsverluste P_{VR}

Die *Reibungsverluste* entstehen an den Lagerstellen zwischen Läufer und Stator. Beim vorliegenden Aktor mit verteiltem Gleitlager entstehen diese Verluste verteilt über die gesamte Statorlänge. Die Reibungsverluste sind das Produkt aus Reibungskraft und Bewegungsgeschwindigkeit:

$$P_{VR} = F_R \cdot v_{bew} \,. \tag{4.15}$$

4.4.2.4 Kupferverluste $P_{V\Omega}$

Während das Erregerfeld verlustfrei durch die Permanentmagnete gebildet wird, entstehen beim elektrisch erzeugten Magnetfeld ohmsche Verluste in den stromführenden Statorwicklungen. Sie werden aufgrund ihres Entstehungsortes als *Kupferverluste* bezeichnet:

$$P_{V\Omega} = R_{Spule} I^2 . \tag{4.16}$$

 R_{Spule} stellt den Gesamtwiderstand der beiden in Serie geschalteten Spulen dar. Da der Strom *I* proportional zur aufgebrachten Kraft ist, nehmen die Kupferverluste quadratisch mit der Kraft zu.

4.4.2.5 Gesamtverluste

Die *Gesamtverluste* des Aktors erhält man durch Addition der einzelnen Verlustterme:

$$P_{V} = P_{VWi} + P_{VHV} + P_{VR} + P_{V\Omega}.$$
(4.17)

Die Kupferverluste sind im stationären Betrieb wesentlich grösser als die Wirbelstrom-, Hysterese- und Reibungsverluste. Für das thermische Verhalten wird daher nur die durch den elektrischen Widerstand der Spule verursachte Verlustleistung betrachtet. Um eine Nennkraft von 50 N zu erzeugen, ist ein Spulenstrom von 1.05 Ampère erforderlich. Mit einem Gesamtwiderstand von 14.3 Ω ergibt sich somit eine Verlustleistung von ca. 16 Watt, welche in den folgenden thermischen Simulationen zugrunde gelegt wird.

4.4.3 Thermisches Verhalten des Aktors ohne Kühlkörper

4.4.3.1 Untersuchungen ohne Kühlmethoden

Die erste Simulation zeigt die Erwärmung des Aktors ohne Kühlmassnahmen. Die Resultate hierzu sind in der ersten Spalte der Tabellen 4.7 und 4.8 sowie in Bild 4.13a dargestellt. Eine Verlustleistung von 16 W führt demnach zu einer unzulässigen Erwärmung des Aktors. Neben dem Wickelkörper (*PVC*) limitieren auch die Magnete die zulässige Betriebstemperatur. Für den betrachteten Aktor wurde diese auf 70°C festgelegt.

	Maximale Temperatur [°C]						
Aktorteil	Lı	ıft	Vergussmasse				
	$\varepsilon = 0.1$	$\varepsilon = 0.9$	$\varepsilon = 0.1$	$\varepsilon = 0.9$			
Magnet oben	128.9	103.4	116.0	84.6			
Wickelkörper	132.9	105.9	119.0	83.2			
Spule oben	133.2	106.1	119.2	83.3			
Rückschluss	110.3	73.4	115.9	78.8			

Tabelle 4.7: Maximale (simulierte) Temperaturen einiger Aktorteile ohneKühlkörper bei einer Verlustleistung von 16 Watt

	Durchschnittliche Temperatur [°C]						
Aktorteil	Lı	ıft	Vergussmasse				
	$\varepsilon = 0.1$	e = 0.9	$\varepsilon = 0.1$	e = 0.9			
Magnet oben	128.0	102.8	115.3	81.6			
Wickelkörper	94.4	75.2	88.8	64.6			
Spule oben	131.8	104.7	118.0	81.9			
Rückschluss	106.5	70.8	114.6	77.9			

Tabelle 4.8: Durchschnittliche (simulierte) Temperaturen einiger Aktorteileohne Kühlkörper bei einer Verlustleistung von 16 Watt

4.4.3.2 Kühlmethoden

Die starke Erwärmung hat zwei materielle Ursachen:

- Der Rückschluss besteht aus Stahl-37 und hat somit nur einen sehr beschränkten Emissionsgrad von 0.1. Dadurch kann nur ein sehr kleiner Teil der Wärme via Strahlung abgeführt werden.
- Zwischen der Spule und dem Rückschluss befindet sich aus fertigungstechnischen Gründen ein Luftspalt, wodurch die Wärme aufgrund der geringen Leitfähigkeit von Luft nur schlecht auf den Rückschluss übertragen werden kann.

Um die Erwärmung des Aktors zu reduzieren, stehen folgende zwei Massnahmen zur Verfügung:

- Durch Lackieren des Rückschlusses wird der Emissionsgrad von 0.1 auf 0.9 erhöht. Dadurch kann mehr Wärme abgestrahlt werden.
- Der Luftspalt zwischen Spulen und Rückschluss kann mit Vergussmasse ausgefüllt werden, welche eine ca. 40-mal grössere Wärmeleitfähigkeit aufweist. Dadurch wird mehr Wärme auf den Rückschluss und somit aus dem Aktor herausgeführt.

Der Einfluss dieser Massnahmen wird im Folgenden untersucht.

Lackierter Rückschluss

Die Ergebnisse der Simulation mit lackiertem Rückschluss sind in den Tabellen 4.7 und 4.8 in der zweiten Spalte und in Bild 4.13b dargestellt. Sowohl die maximalen als auch die durchschnittlichen Temperaturen in allen Teilen des Aktors liegen durch diese Massnahme ca. 20 bis 30 °C tiefer. Die maximal zulässige Betriebstemperatur wird allerdings immer noch überschritten.

Vergussmasse

Die Simulationsresultate für Vergussmasse zwischen Spulen und Rückschluss, jedoch mit unbehandeltem Rückschluss, sieht man in der dritten Spalte der Tabellen 4.7 und 4.8 und in Bild 4.13c. Es zeigt sich, dass durch die verbesserte thermische Kopplung die Wärme sehr gut von den Spulen auf den Rückschluss übertragen wird. Durch den tiefen Emissionsgrad des Rückschlusses kann die Wärme jedoch nur schlecht an die Umgebung abgegeben werden. Die Rückschlusstemperatur erreicht dadurch sogar einen höheren Wert als beim ursprünglichen Aktor. Die Temperaturwerte der anderen Aktorteile sind jedoch tiefer als ohne Kühlmassnahmen, wobei die Temperaturunterschiede geringer sind als beim lackierten Rückschluss.



Bild 4.13: Simulierte Temperaturverteilung innerhalb des Aktors und in der Luft ohne Kühlkörper bei einer Verlustleistung von 16 Watt

Lackierter Rückschluss und Vergussmasse

Durch Kombination der beiden Massnahmen werden erwartungsgemäss die besten Ergebnisse erzielt. Die Simulationsresultate hierzu finden sich in der vierten Spalte der Tabellen 4.7 und 4.8 sowie in Bild 4.13d. Die dauerhaft zulässige Temperatur des Wickelkörpers wird noch um 15 °C überschritten.

4.4.3.3 Fazit

Die untersuchten Kühlmethoden ergeben laut Simulationsergebnissen Temperaturabsenkungen von bis zu 50 °C. Dennoch wird die zulässige Maximaltemperatur des Aktors überschritten. Aufgrund dieser Erkenntnisse wird nachfolgend der Einsatz eines Kühlkörpers betrachtet.

4.4.4 Thermisches Verhalten des Aktors mit Kühlkörper

Für die Realisierung des Kühlkörpers eignet sich Aluminium aufgrund der sehr guten Wärmeleitfähigkeit. Durch das Eloxieren der Oberfläche wird zudem die Wärmeabgabe durch Strahlung erhöht. Im Folgenden wird der Kühlkörper optimiert, wobei besonderes Augenmerk auf die Anzahl und die Länge der Finnen gelegt wird. Die Finnendicke wird aufgrund von Erfahrungswerten auf 2 mm festgelegt.

Bei den folgenden Simulationen werden die Fälle mit Luft bzw. Vergussmasse zwischen den Spulen und dem Rückschluss betrachtet.

4.4.4.1 Variieren der Finnenzahl

Bei der Wahl der Finnenzahl sind folgende zwei Punkt zu beachten:

- Die Finnenzahl sollte gross gewählt werden, damit die Oberfläche, über welche die Wärme abgegeben wird, möglichst gross ist.
- Der Abstand zwischen den einzelnen Finnen muss gross genug gewählt sein, damit die Luft zwischen den Finnen zirkulieren kann.

Diese zwei Bedingungen wirken gegensätzlich, daher existiert eine optimale Finnenzahl. Bei den Simulationen wird bei einer konstanten Finnenlänge von 12.5 mm und einer Finnendicke von 2mm die Finnenzahl in Vierer-

schritten von 0 bis 64 erhöht. In Bild 4.14 sind die maximale zu erwartende Temperatur im Wickelkörper und die zu erwartende durchschnittliche Temperatur im Kühlkörper graphisch dargestellt, wobei die beiden Fälle Luft bzw. Vergussmasse zwischen Spulen und Rückschluss unterschieden werden. Die durchschnittliche Kühlkörpertemperatur wird von der Simulationssoftware durch Mittelung sämtlicher berechneter Knotenpotentiale bestimmt. Es ist erkennbar, dass sowohl im Wickelkörper als auch im Kühlkörper bei einer Finnenzahl von 36 ein Minimum der Temperaturen auftritt. Weiter ist ersichtlich, dass sich die maximal auftretenden Temperaturen im Wickelkörper für Luft und Vergussmasse um jeweils ca. 30 °C unterscheiden, während die Temperaturen im Kühlkörper in beiden Fällen nahezu identisch sind. Diese Tatsache lässt sich dadurch begründen, dass der grösste Teil der Wärme über den Kühlkörper abgegeben werden muss und diese Wärmeabgabe von der Temperatur des Kühlkörpers abhängt. Da in beiden Fällen in etwa die gleiche Wärmemenge abgeführt wird, ist folglich auch die Temperatur des Kühlkörpers in beiden Fällen nahezu identisch.



Bild 4.14: Auftretende (simulierte) Temperaturen bei verschiedener Anzahl Finnen und einer Verlustleistung von 16 Watt

4.4.4.2 Variieren der Finnenlänge

Im Folgenden wird der Einfluss der Finnenlänge auf die Erwärmung des Aktors betrachtet. Dabei wird die Länge der Finnen bei einem Kühlkörper mit 36 jeweils 2 mm dicken Finnen von 0 bis 40 mm variiert. Die Simulationsergebnisse sind in Bild 4.15 graphisch dargestellt, wobei wiederum die maximale Temperatur des Wickelkörpers und die durchschnittliche Temperatur im Kühlkörper für die beiden Fälle von Luft und Vergussmasse zwischen den Wicklungen und dem Kühlkörper betrachtet werden.

Die Erwärmung des Aktors sinkt erwartungsgemäss mit steigender Länge der Finnen, da mit der Finnenlänge auch die Oberfläche, über welche Wärme abgeführt werden kann, zunimmt. Mit steigender Länge der Finnen hat jedoch eine zusätzliche Verlängerung einen immer kleineren Einfluss.



(a) Maximale Temperatur im Wickelkörper

(b) Durchschnittliche Temperatur im Kühlkörper

Bild 4.15: Auftretende (simulierte) Temperaturen bei verschiedenen Finnenlängen und einer Verlustleistung von 16 Watt (36 Finnen)

4.4.4.3 Fazit

Anhand der ersten Simulationsreihe kann geschlossen werden, dass der Kühlkörper idealerweise 36 Finnen haben sollte. Bei der Länge kann keine explizite Aussage getroffen werden, da hierbei das Optimum bei einer unendlichen Länge liegen würde. Aufgrund dessen müssen bei der Finnenlänge andere Entscheidungskriterien wie die maximal erlaubte Grösse des Aktors oder die Kosten miteinbezogen werden. Der betrachtete Aktor wird mit 12.5 mm langen Finnen ausgestatten, womit sich ein Gesamtdurchmesser von 11 cm ergibt.

	Maximale Temperatur [°C]						
Motorteil	Luft		Vergussmasse				
	unbehandelt	eloxiert	unbehandelt	eloxiert			
Magnet oben	104.2	87.3	76.4	56.0			
Wickelkörper	106.3	89.0	77.8	56.7			
Spule oben	106.5	88.8	77.8	56.7			
Rückschluss	73.3	52.6	72.8	51.3			
Kühlkörper	72.5	49.6	72.4	50.8			

Tabelle 4.9: Maximale (simulierte) Temperaturen einiger Aktorteile mit Kühlkörper bei einer Verlustleistung von 16 Watt

Die Tabellen 4.9 und 4.10 zeigen die maximal und durchschnittlich zu erwartenden Temperaturen in einigen Aktorteilen mit dem optimierten Kühlkörper für die beiden Fälle Luft bzw. Vergussmasse zwischen Spulen und Rückschluss. In Bild 4.16 sind die dazugehörigen Temperaturverteilungen dargestellt.

	Durchschnittliche Temperatur [°C]						
Motorteil	Luft		Vergussmasse				
	unbehandelt	eloxiert	unbehandelt	eloxiert			
Magnet oben	103.5	86.9	76.0	55.8			
Wickelkörper	80.9	63.3	69.6	50.3			
Spule oben	105.2	87.1	76.3	55.0			
Rückschluss	70.2	48.8	71.7	50.3			
Kühlkörper	70.1	48.7	71.6	50.1			

Tabelle 4.10: Durchschnittliche (simulierte) Temperaturen einiger Aktorteilemit Kühlkörper bei einer Verlustleistung von 16 Watt

Mit einer guten thermischen Kopplung zwischen Spulen und Rückschluss sowie eloxiertem Kühlkörper ist es möglich, den Aktor über längere Zeit bei 50 N zu betreiben. Falls jedoch ein Luftspalt zwischen Spulen und Rückschluss besteht, oder der Kühlkörper nicht eloxiert ist, erreichen die Temperaturen des Wickelkörpers und der Magnete kritische Werte. Deshalb ist eine gute thermische Kopplung zwischen Spulen und Rückschluss zwingend erforderlich.



(c) Vergussmasse, Kühlkörper un- (d) Vergussmasse, Kühlkörper eloxiert behandelt

Bild 4.16: Simulierte Temperaturverteilung innerhalb des Aktors und in der Luft mit Kühlkörper bei einer Verlustleistung von 16 Watt

4.4.5 Einfluss der aufzubringenden Kraft auf die Erwärmung

4.4.5.1 Zusammenhang zwischen Kraft und Erwärmung

Bei einem Linearantrieb ist die aufgebrachte Kraft proportional zum Strom. Gleichzeitig ist nach Gleichung (4.16) die Verlustleistung quadratisch vom Strom abhängig. Demzufolge ist die für die Erwärmung des Aktors verantwortliche Verlustleistung auch quadratisch von der Kraft abhängig. Die Verlustleistungen für verschiedene Kräfte beim betrachteten Aktor sind in Tabelle 4.11 aufgeführt.

Normierte Kraft [-]	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2
Verlustleistung [W]	0.32	2.56	5.74	10.24	16.00	23.04

Tabelle 4.11: Zusammenhang zwischen Kraft und Verlustleistung

In den Bildern 4.17 und 4.18 sind die Simulationsresultate für den Zusammenhang zwischen aufgewendeter Kraft bzw. Leistung und der maximalen Temperatur im Wickelkörper und der durchschnittlichen Temperatur im Kühlkörper dargestellt. Hierbei wird der optimierte Kühlkörper mit 36 Finnen der Dicke 2 mm und Länge 12.5 mm verwendet. In Bild 4.17 ist ersichtlich, dass zwischen Kraft und Temperatur auch ein annähernd quadratischer Zusammenhang besteht. Dies wird durch Bild 4.18 bestätigt, wo sich zeigt, dass zwischen Leistung und Temperatur ein nahezu linearer Zusammenhang besteht.

4.4.5.2 Fazit

Die Simulationen zeigen, dass die Erwärmung stark von der aufzubringenden Kraft abhängt. Die mechanische Vorspannung des Aktors sollte daher an den Arbeitspunkt des Reglers angepasst werden, um im Normalbetrieb mit kleinen elektromagnetischen Kräften arbeiten zu können.



Bild 4.17: Auftretende (simulierte) Temperaturen bei verschiedenen Kräften



Bild 4.18: Auftretende (sim.) Temperaturen bei verschiedenen Leistungen

4.4.6 Thermisches Ersatzmodell

Die thermischen Untersuchungen in den vorherigen Abschnitten basieren auf zeitintensiven Simulationen. Um rasch erste Beurteilungen treffen zu können, welchen Einfluss z. B. der Austausch bestimmter Materialien hat, ist es zweckmässig, ein thermisches Ersatzmodell des Aktors zu erstellen. Dadurch kann mit den üblichen Verfahren für elektrische Netze das Temperaturverhalten schnell und einfach bestimmt werden. Die Modellierung der Wärmeausbreitung mittels konzentrierter Elemente stellt jedoch eine starke Vereinfachung der Realität dar. Dies hat eine beschränkte Genauigkeit des Ersatzmodells zur Folge.

4.4.6.1 Allgemeines

In einem thermischen Ersatzmodell werden die Verluste durch thermische Quellen dargestellt, während die Umgebungstemperatur die Senke bildet. Die Beschränkung des Wärmetransports innerhalb von Materialien und über Materialgrenzen hinweg wird durch thermische Widerstände und die Wärmespeicherfähigkeit eines Materials durch thermische Kapazitäten modelliert. Dadurch kann analog zu elektrischen Netzen das thermische Verhalten durch thermische Netze nachgebildet werden. Die Äquivalenzen zwischen elektrischen und thermischen Grössen sind in Tabelle 4.12 zusammenfassend dargestellt.

Elektri	sche Gröss	sen	Thermische Grössen		
Name	Symbol	Einheit	Name	Symbol	Einheit
Potential	φ	[V]	Temperatur	v	[K]
Spannung	U	[V]	Temperatur- differenz	$\Delta \vartheta$	[K]
Strom	Ι	[A]	Wärmestrom	Р, <u></u>	[W]
Ohmscher Widerstand	R	$[\Omega]$	Thermischer Widerstand	R	[K/W]
Kapazität	С	[F]	Thermische Kapazität	С	[J/K]
Ladung	Q	[C]	Wärmemenge	Q	[J]

Tabelle 4.12: Äquivalenz zwischen elektrischen und thermischen Grössen

Thermische Kapazitäten

Die thermische Kapazität ist ein Mass für die Wärmespeicherfähigkeit des Materials. Mathematisch wird dies ausgedrückt durch

$$C_{th} = c_m m = c_m \rho V = c_{Vol} V . (4.18)$$

Bei Kenntnis der Aktorgeometrie und der verwendeten Materialien lassen sich die thermischen Kapazitäten C_{th} gemäss Gleichung (4.18) mit guter Genauigkeit berechnen. Dabei ist ρ die Dichte des Materials und *m* die Masse im betrachteten Volumen *V*. Die volumenspezifische Wärmekapazität c_{Vol} ist von der massenspezifischen Wärmekapazität c_m zu unterscheiden.

Die Wärmekapazität spielt beim dynamischen Verhalten eine wesentliche Rolle, hat jedoch bei der Betrachtung des stationären Endzustandes keinen Einfluss. Da für den betrachteten Aktor der stabile Endzustand von Interesse ist, werden die Wärmekapazitäten im Folgenden nicht weiter betrachtet.

Thermische Widerstände

Die thermischen Widerstände sind von der Art des zugrunde liegenden Wärmetransports abhängig. Gemäss Abschnitt 4.4.1 gibt es drei unterschiedliche physikalische Effekte, auf denen der Wärmetransport basieren kann: *Wärmeleitung, Wärmetransport durch Konvektion* und *Wärmestrahlung*. Entsprechend werden auch die thermischen Widerstände unterschiedlich berechnet.

• Wärmeleitung

In festen Materialien erfolgt der Wärmetransport durch Wärmeleitung. λ_{Wl} ist die spezifische Wärmeleitfähigkeit des Materials, *A* die Querschnittsfläche des betrachteten Volumens quer zur Wärmestromrichtung und *l* die Volumenlänge in Richtung des Wärmestroms.

$$R_{\lambda} = \frac{l}{\lambda_{WI}A} \tag{4.19}$$

• Konvektion

Der thermische Widerstand bei Konvektion ist gegeben durch

$$R_K = \frac{1}{\alpha_K A} \,. \tag{4.20}$$

Hierbei steht α_K für den Wärmeübergangskoeffizient der Konvektion und *A* bedeutet die Fläche zwischen Fluid und Festkörper.

• Wärmestrahlung

Für Wärmestrahlung ist der thermische Widerstand wie folgt definiert:

$$R_{Ws} = \frac{T - T_u}{\varepsilon \sigma A (T^4 - T_u^4)} \,. \tag{4.21}$$

 ε steht für den Emissionsgrad, σ stellt die Stefan-Boltzmann-Konstante dar und *A* bedeutet die abstrahlende Fläche. *T* ist die Absoluttemperatur des Strahlers, *T_u* die absolute Umgebungstemperatur.

4.4.6.2 Ersatzmodell

Mit den erläuterten theoretischen Grundlagen ist es möglich, ein thermisches Ersatzschaltbild für den betrachteten Aktor zu erstellen. Dieses Ersatzschaltbild ist in Bild 4.19 dargestellt, wobei aufgrund der Rotationssymmetrie nur der halbe Aktor aufgezeichnet ist. Links ist das Ersatzschaltbild für den Aktor ohne Kühlkörper, rechts jenes für den Aktor mit Kühlkörper abgebildet. Im Ersatzschaltbild sind die schwarz umrahmten Flächen zu Gebieten mit der jeweils gleichen Temperatur zusammengefasst. Die Temperaturen werden durch Punkte dargestellt. Dabei sind thermisch sehr leitfähige Materialien im Läufer teilweise zusammengefasst, währenddem der Wickelkörper in mehrere Gebiete aufgeteilt ist, um das thermische Verhalten besser zu erfassen.

Quellen und Senken

Die Quellen befinden sich in den beiden Spulen und sind als Stromquellen dargestellt mit einer Leistung von je P/2. Die einzige Senke ist die Umgebungsluft, sie ist als Spannungsquelle mit Umgebungstemperatur angegeben.

Thermische Widerstände

Für die thermischen Widerstände wurden folgende Vereinfachungen angenommen:

- Die Luft innerhalb des Aktors wird als Festkörper betrachtet, d.h. die Luft zirkuliert nicht.
- Die Wärmeströme in radialer und vertikaler Richtung beeinflussen einander nicht.

• Bei der Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten wird der Kühlkörper als Zylinder betrachtet.

Diese Vereinfachungen haben zur Folge, dass das Modell eine gewisse Ungenauigkeit aufweist.



Bild 4.19: Thermisches Ersatzschaltbild des Aktors

Mit Hilfe eines Matlab-Skriptes werden die entsprechenden Widerstände berechnet und iterativ die Temperaturen innerhalb des Aktors bestimmt. Dabei können diverse Parameter variiert werden, z.B. die Verlustleistung oder die Wärmeleitfähigkeiten der Materialien.

In Tabelle 4.13 und 4.14 sind einige mit dem Ersatzmodell berechnete Temperaturen des Aktors ohne bzw. mit Kühlkörper aufgelistet. Dabei wird wiederum unterschieden, ob sich zwischen den Spulen und dem Rückschluss Luft oder Vergussmasse befindet und ob die Oberfläche des Kühlkörpers eloxiert ist.

	Temperatur [°C]					
Aktorteil	Lı	ıft	Vergussmasse			
	$\varepsilon = 0.1$	$\varepsilon = 0.9$	$\varepsilon = 0.1$	e = 0.9		
Läufer mitte (ϑ_3)	129.1	116.8	104.6	84.1		
Wickelkörper (oben, ϑ_{12})	64.0	59.5	54.7	47.3		
Wickelkörper (mitte, ϑ_{14})	132.5	119.3	107.7	86.3		
Spule oben (ϑ_{13})	135.8	122.6	108.3	86.8		
Rückschluss (ϑ_{17})	89.0	69.6	103.0	80.8		

Tabelle 4.13: Einige (berechnete) Temperaturen im Ersatzmodell ohne Kühlkörper bei einer Verlustleistung von 16 Watt

	Temperatur [°C]					
Aktorteil	Luft		Vergussmasse			
	unbehandelt	eloxiert	unbehandelt	eloxiert		
Läufer mitte (ϑ_3)	100.5	97.8	54.4	50.6		
Wickelkörper (oben, ϑ_{12})	55.9	52.9	47.7	44.1		
Wickelkörper (mitte, ϑ_{14})	102.0	99.2	55.2	51.3		
Spule oben (ϑ_{13})	105.4	102.5	55.7	51.7		
Rückschluss (ϑ_{17})	45.1	41.5	48.4	44.3		
Kühlkörper (ϑ_{18})	45.0	41.5	48.3	44.3		

Tabelle 4.14: Einige (berechnete) Temperaturen im Ersatzmodell mit Kühlkörper bei einer Verlustleistung von 16 Watt

4.4.6.3 Ungenauigkeiten im Ersatzmodell

Ein Vergleich der Tabelle 4.13 mit den Tabellen 4.7 und 4.8 sowie der Tabelle 4.14 mit den Tabellen 4.9 und 4.10 zeigt, dass einige Unterschiede zwischen den Simulationsergebnissen und den Resultaten des Ersatzmodells bestehen.

Ohne Kühlkörper

Für den ursprünglichen Aktor (Luft zwischen Spulen und Rückschluss, unbehandelter Rückschluss) stimmen die Resultate des Ersatzmodells abgesehen von der Temperatur des Rückschlusses gut mit den Simulationsergebnissen überein. Dasselbe gilt für den Aktor mit Vergussmasse und lackiertem Rückschluss. In diesem Fall sind die Temperaturen des Ersatzmodells immer rund 5 °C zu hoch. Bei den anderen beiden Fällen stimmen die Resultate der Simulationen und des Ersatzmodells weniger gut überein.

Mit Kühlkörper

Hier zeigt sich ein ähnliches Bild wie bei den Untersuchungen ohne Kühlkörper. Für den Aktor mit Luft zwischen Spulen und Rückschluss sowie unbehandeltem Kühlkörper stimmen die Temperaturen abgesehen von den zu tiefen Werten des Rückschlusses und des Kühlkörpers gut überein. Beim Aktor mit Vergussmasse und eloxiertem Kühlkörper sind alle Werte rund 5 °C zu tief. Bei den anderen beiden Fällen stimmen die Resultate weniger gut überein.

Die oben erwähnten Abweichungen haben ihre Ursache in der Modellierung. Im Folgenden wird daher der Einfluss zweier Unbekannten in der Modellierung auf die zu erwartenden Temperaturen betrachtet.

Wärmeleitfähigkeit der Luft

Wie bereits erwähnt, wird im Ersatzmodell die Luft als Festkörper betrachtet. Die unterschiedliche Erwärmung der Luft innerhalb des Aktors führt jedoch zu Zirkulationen, welche eine Erhöhung der Wärmeleitfähigkeit zur Folge haben. Bei den Simulationen werden diese Zirkulationen berücksichtigt. In den Tabellen 4.15 und 4.16 sind einige Resultate des Ersatzmodells bei doppelter Wärmeleitfähigkeit der Luft aufgelistet.

	Temperatur [°C]				
Aktorteil	Lı	Luft		Vergussmasse	
	$\varepsilon = 0.1$	$\varepsilon = 0.9$	$\varepsilon = 0.1$	$\varepsilon = 0.9$	
Läufer mitte (ϑ_3)	117.5	102.3	103.9	83.7	
Wickelkörper (oben, ϑ_{12})	60.1	54.5	54.8	47.5	
Wickelkörper (mitte, ϑ_{14})	121.0	104.8	107.1	86.0	
Spule oben (ϑ_{13})	123.3	106.9	107.7	86.5	
Rückschluss (ϑ_{17})	94.6	74.2	102.5	80.5	

Tabelle 4.15: Einige (berechnete) Temp. im Ersatzmodell ohne Kühlkörper bei doppelter Wärmeleitfähigkeit der Luft und einer Verlustleist. von 16 Watt

	Temperatur [°C]			
Aktorteil	Luft		Vergussmasse	
	unbehandelt	eloxiert	unbehandelt	eloxiert
Läufer mitte (ϑ_3)	81.4	78.3	54.2	50.5
Wickelkörper (oben, ϑ_{12})	52.6	49.3	47.6	44.0
Wickelkörper (mitte, ϑ_{14})	82.8	79.5	55.2	51.2
Spule oben (ϑ_{13})	85.0	81.7	55.6	51.7
Rückschluss (ϑ_{17})	46.4	42.6	48.3	44.3
Kühlkörper (ϑ_{18})	46.4	42.6	48.3	44.3

Tabelle 4.16: Einige (berechnete) Temp. im Ersatzmodell mit Kühlkörper bei doppelter Wärmeleitfähigkeit der Luft und einer Verlustleistung von 16 Watt

Ein Vergleich mit den ursprünglichen Resultaten zeigt, dass sich für die Fälle ohne Vergussmasse die berechneten Temperaturen um 10 Grad Celsius und mehr ändern. Hier liegt demnach ein grosser Unsicherheitsfaktor im Modell vor.

Wärmeübergangskoeffizient an der Aussenfläche des Kühlkörpers

Ein weiterer Unsicherheitsfaktor ist der Wärmeübergangskoeffizient an der Aussenfläche des Kühlkörpers. Infolge der Vernachlässigung der Finnen und durch die vereinfachte Betrachtung des Kühlkörpers als Zylinder resultiert beim Ersatzmodell im Vergleich zu den Simulationsergebnissen ein zu hoher Wärmeübergangskoeffizient. In Tabelle 4.17 sind die mit dem Ersatzmodell berechneten Werte für einen um die Hälfe reduzierten Wärmeübergangskoeffizienten des Kühlkörpers aufgeführt. Diese Änderung hat insbesondere bei nicht eloxiertem Kühlkörper starke Auswirkungen.

4.4.6.4 Fazit

Die Ergebnisse des Ersatzmodells stimmen bei gewissen Aktorteilen gut mit den Simulationsergebnissen überein. Bei einigen Aktorkomponenten sind die Abweichungen relativ gross. Die Ursachen hierfür sind folgende:

• Vereinfachungen, welche in jedem Ersatzmodell eingeführt werden.

• Bekannte Ungenauigkeiten in der Modellierung, wie die Wärmeleitfähigkeit der Luft oder der Wärmeübergangskoeffizient des Kühlkörpers.

Um das thermische Modell zu verbessern, sind umfangreiche Temperaturmessungen am Aktor erforderlich. Auf diese Weise können einerseits die im Modell vorhandenen Widerstände genauer bestimmt werden und andererseits, falls notwendig, noch zusätzliche Widerstände eingeführt werden.

	Temperatur [°C]			
Aktorteil	Luft		Vergussmasse	
	unbehandelt	eloxiert	unbehandelt	eloxiert
Läufer mitte (ϑ_3)	109.7	103.2	67.9	58.5
Wickelkörper (oben, ϑ_{12})	66.6	59.1	60.6	51.7
Wickelkörper (mitte, ϑ_{14})	111.9	104.9	69.4	59.6
Spule oben (ϑ_{13})	115.6	108.4	70.0	60.1
Rückschluss (ϑ_{17})	57.5	48.8	62.9	52.8
Kühlkörper (ϑ_{18})	57.5	48.7	62.8	52.8

Tabelle 4.17: Einige (berechnete) Temperaturen im Ersatzmodell mit Kühlkörper bei um die Hälfe reduziertem Wärmeübergangskoeffizienten des Kühlkörpers und einer Verlustleistung von 16 Watt

4.5 Materialwahl für aggressive Medien

Bei der separierten Variante ist der Linearmotor über die Antriebsmembran vom hydraulischen Teil entkoppelt. Somit sind bei der Materialwahl für aggressive Medien nur die medienberührenden Teile des Druckreglers relevant. Für das Druckreglergehäuse wird aufgrund der ausgezeichneten Medienresistenz und der guten mechanischen Stabilität *PFA* verwendet. Für die Antriebs- und die Ventilmembran eignet sich *PTFE* durch gute Medienresistenz bei guten mechanischen Eigenschaften. Zum Schutz der beiden *PTFE*-Membranen vor mechanischer Überbelastung werden Prüfdruckmembranen aus *FKM* verwendet. Für die nicht-medienberührende Ventilführung wird wegen der ausgezeichneten mechanischen Stabilität und der guten Gleiteigenschaften *PVDF* eingesetzt. Um die Funktionalität des Linearantriebes

nicht zu beeinträchtigen, werden ausschliesslich nicht magnetisch leitende Materialien für die Verschraubung benutzt.

Zum Schutz vor aggressiven Dämpfen ist für den Linearantrieb entweder ein resistentes Gehäuse vorzusehen, oder die den Dämpfen ausgesetzten Komponenten werden entsprechend geschützt (resistentes Material, Schutzlack etc.). Um neben dem Explosionsschutz auch ein optimales thermisches Verhalten zu gewährleisten, muss der Linearmotor vergossen werden.



Bild 4.20: Explosionsdarstellung der Aktorkomponente

4.6 Evaluation einsetzbarer Sensor-Komponenten

Wie in Abschnitt 1.2.1 erläutert, werden in der Halbleiterindustrie verschiedene Methoden zur Durchflussmessung eingesetzt. Im Wesentlichen sind dies:

- Schwebekörperdurchflussmesser
- Turbinendurchflussmesser
- Drosselgeräte
- Wirbelzähler
- Thermischer Durchflussmesser
- Ultraschall-Durchflussmesser
- Coriolis-Massedurchflussmesser

Bedingt durch die hohen Anforderungen und die gegebenen Voraussetzungen (z.B. geringe Durchflussraten) eignen sich nicht alle vorgestellten Messverfahren zur Durchflusserfassung hochreiner und aggressiver Flüssigkeiten.

- Schwebekörperdurchflussmesser (z.B. [Schr/04]) können bei entsprechender Kapselung des Schwebekörpers grundsätzlich eingesetzt werden. Für niedrige Durchflussraten (< 10 ml/min) eignen sich Schwebekörperdurchflussmesser aufgrund fehlender Selbstzentrierung und der damit verbundenen Messungenauigkeit allerdings weniger.
- Turbinendurchflussmesser sind für heikle Flüssigkeiten (z.B. *Slurries*) nicht zu verwenden, da die fluidgeschmierten Gleitlager zu mechanischem Abrieb und somit zur Partikelabgabe führen.
- Drosselgeräte sind in der Regel mit Drucksensoren ausgestattet, welche über dünne Teflonmembranen vom Medium getrennt werden. Die chemische Resistenz wird durch die kurze Diffusionszeit wesentlich reduziert. Wegen des damit verbundenen hohen Wartungsaufwandes eignen sich Drosselgeräte weniger für aggressive Flüssigkeiten.
- Wirbelzähler können prinzipbedingt für kleine Durchflussgeschwindigkeiten nicht eingesetzt werden.

• Thermische Durchflussmesser beeinflussen durch Erwärmung direkt die zu erfassende Flüssigkeit. In der Halbleiterfertigung sind sie daher wenig verbreitet und werden in der vorliegenden Arbeit nicht näher betrachtet.

Die Auswahl geeigneter und kommerziell erhältlicher Sensorvarianten beschränkt sich folglich auf Ultraschall-Durchflussmesser und Coriolis-Massedurchflusssensoren. Diese beiden Sensortypen werden nachfolgend betrachtet:

Ultraschall-Durchflussmesser

Gemäss Abschnitt 1.2.1.6 wird bei Ultraschall-Durchflussmessern zwischen dem Doppler- und dem Laufzeitdifferenzverfahren unterschieden. Während sich das Dopplerverfahren nur bei inhomogenen oder verunreinigten Medien eignet, wird das Laufzeitdifferenzverfahren bei homogenen, reinen Flüssigkeiten eingesetzt. Letzteres Verfahren ist bei homogenen Medien unabhängig von den physikalischen Messstoffeigenschaften.

In der vorliegenden Arbeit wurden Ultraschalldurchflussmesser nach dem Laufzeitdifferenzverfahren der Firma *Malema⁵* eingesetzt. In Tabelle 4.18 sind die gemäss Datenblatt spezifizierten Leistungsangaben der getesteten Durchflusssensortypen zusammengefasst.

Sensortyp	Malema M1500-T01-012	Malema M2100-T3104-32-Z-003	Malema M2100-T3103-42-Z-002
Messbereich	1 - 4000 ml/min	0 – 3000 ml/min	0 – 100 ml/min
Genauigkeit	$\pm 2\%$ des Messwer- tes (für 20 – 100 % des Messbereichs) $\pm 5\%$ des Messwer- tes (für 0 – 20 % des Messbereichs)	 ±1 % des Mess- wertes (für 800 – 3000 ml/min) ±8 ml/min (für 0 – 800 ml/min) 	±2 ml/min (für den gesamten Messbereich)
Wiederholbarkeit	$\pm 0.5\%$	+0.5%	+0.5%
w icuci noitoai Kent	± 0.570	± 0.070	-0.570

Tabelle 4.18: Daten der untersuchten Ultraschall-Durchflusssensoren

⁵ www.malema.com

Coriolis-Massedurchflussmesser

Nach Abschnitt 1.2.1.7 weisen Coriolis-Massedurchflussmesser eine sehr hohe Messgenauigkeit auf (typische Genauigkeit: ± 0.2 % des Messwertes). Sie sind zudem unabhängig von Dichte, Viskosität und Strömungsprofil des Messstoffes. Dieses Messprinzip wird zurzeit erst vereinzelt in der Halbleiterindustrie eingesetzt und ist mit Abstand das teuerste (Grössenordnung: 10'000 sFr). Wegen der in der vorliegenden Arbeit gestellten Anforderung bezüglich kostengünstiger Realisierung eines Durchflussregelgerätes wurde das Prinzip der Coriolis-Massedurchflussbestimmung nicht näher betrachtet. Im Zuge des stetigen Wachstums der Einsatzgebiete von Coriolis-Massedurchflussmessern und der längerfristig denkbaren Preissenkung ist die Verwendung dieses Prinzips für zukünfige Anwendungen jedoch in Betracht zu ziehen.

5 Digitale Durchflussregelung

In diesem Kapitel werden verschiedene Varianten zur digitalen Durchflussregelung analysiert. Einleitend werden die im System wirkenden Drücke behandelt. Eine mathematische Modellbildung sowie die untersuchten Regelalgorithmen folgen danach. Abschliessend wird die Materialwahl für aggressive Medien diskutiert.

5.1 Wirkende Drücke

In Bild 5.1 ist der schematische Aufbau des digitalen Durchflussregelsystems mit den wirkenden Drücken dargestellt.



Bild 5.1: Schematischer Aufbau und wirkende Drücke im digitalen Durchflussregelsystem

Der am Regelsystem anliegende Eingangsdruck p_1 wird entweder von einer druckbehafteten Leitung entnommen, oder mittels einer Pumpe im Regelsystem (Bild 5.1) aufgebaut. Die einzelnen Durchflusszweige sind so ausgelegt, dass sich über allen Kanälen der gleiche Druckabfall $\Delta p_K(Q)$ bei verschiedenen Durchflussraten ergibt. Über der Last fällt der vom Durchfluss Q abhängige Differenzdruck $\Delta p_L(Q)$ ab. Sämtliche Zuleitungsrohre sowie der eingesetzte Durchflusssensor sind so dimensioniert, dass sich bis zu der für die Untersuchungen relevanten maximalen Durchflussrate von 1000 ml/min ein vernachlässigbarer Druckabfall ergibt. Somit sind für die folgenden Betrachtungen nur der zur Verfügung stehende Eingangsdruck p_1 , welcher im vorliegenden Fall mit guter Näherung als konstant angenommen werden kann, sowie die Druckabfälle über den Kanälen $\Delta p_K(Q)$ und der Last $\Delta p_L(Q)$ entscheidend. Der für die Durchflussregelung erforderliche Druckabfall über den Kanälen lässt sich wie folgt berechnen:

$$\Delta p_K(Q) = p_1 - \Delta p_L(Q) . \tag{5.1}$$

5.2 Mathematische Modellbildung

In diesem Unterkapitel werden die physikalischen Zusammenhänge zwischen dem Druckabfall und der Durchflussrate im System anhand einer mathematischen Modellbildung erläutert. Anschliessend wird der Einfluss einer Last sowie die Berechnung des Arbeitspunktes behandelt.

5.2.1 Herleitung

In der Regel wird ein Druckabfall als Folge eines Durchflusses in einem System betrachtet. Im vorliegenden Fall ist die umgekehrte Betrachtungsweise zweckmässig. Ein genau definierter Druckabfall über den Durchflusszweigen ist die Ursache für einen bestimmten Durchfluss. Durch die parallele Anordnung der Zweige ergibt sich über sämtlichen Durchflusskanälen der gleiche Druckabfall Δp_K bei unterschiedlichen Durchflussraten. In jedem Durchflusszweig sind folgende zwei Komponenten für den resultierenden Druckabfall verantwortlich:

- Kapillarschlauch (massgebender Druckabfall)
- Magnetventil (geringer, allerdings nicht vernachlässigbarer Druckabfall)

Aufgrund der Verwendung dünner Kapillarschläuche bei niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten liegen laminare Strömungsverhältnisse vor. In diesem Fall kann der Druckabfall über einer Kapillare wie folgt berechnet werden:

$$\Delta p_{Kapillare} = \frac{8}{\pi} \cdot \lambda_i \cdot \rho_i \cdot \frac{l_i}{d_i^5} \cdot Q_i^2 \,. \tag{5.2}$$

 λ bedeutet hierbei die Reibungskonstante, ρ ist die Dichte des Mediums, l steht für die Länge der Kapillare und d für deren Innendurchmesser. Der Index *i* unterscheidet die einzelnen Kanäle. Der Druckabfall über einem Magnetventil errechnet sich zu:

$$\Delta p_{Ventil} = \frac{Q_i^2}{const \cdot c_V^2} \,. \tag{5.3}$$

 c_V steht für den ventilspezifischen Koeffizienten (siehe Abschnitt 1.2.2.8). Aufgrund weltweit unterschiedlicher Definitionen der Einheiten, wird die dimensionslose Umrechnungskonstante *const* eingeführt.

Der Druckabfall über dem gesamten Kanal ist die Summe aller Druckabfälle üben den einzelnen Komponenten:

$$\Delta p_{K} = \frac{8}{\pi} \cdot \lambda_{i} \cdot \rho_{i} \cdot \frac{l_{i}}{d_{i}^{5}} \cdot Q_{i}^{2} + \frac{1}{const \cdot c_{V}^{2}} \cdot Q_{i}^{2} = h_{i}^{'} \cdot Q_{i}^{2}$$
(5.4)

mit

$$h'_{i} = \frac{8}{\pi} \cdot \lambda_{i} \cdot \rho_{i} \cdot \frac{l_{i}}{d_{i}^{5}} + \frac{1}{const \cdot c_{V}^{2}}.$$
(5.5)

Mit der Einführung von

$$h_i = \frac{1}{\sqrt{h_i'}} \tag{5.6}$$

ergibt sich für Q_i :

$$Q_i = h_i \cdot \sqrt{\Delta p_K} . \tag{5.7}$$

Durch die Wahl der Längen l_i und der Durchmesser d_i der Kapillarschläuche kann der Parameter h_i gesetzt werden. l_i und d_i werden so dimensioniert, dass jeder Kanal die doppelte Durchflussrate des vorhergehenden liefert. Aus

$$h_i = 2 \cdot h_{i-1} \tag{5.8}$$

folgt mit Gleichung (5.7) bei konstantem Druckabfall Δp_K :

$$Q_i = 2^{i-1} \cdot Q_1 \,. \tag{5.9}$$

Auf diese Weise erhält jeder Kanal ein Gewicht, welches das Verhältnis seiner Durchflussrate zur Durchflussrate des ersten Kanals, der sogenannten Referenzdurchflussrate Q_I , beschreibt. Die Referenzdurchflussrate entspricht dem Diskretisierungsschritt des Reglers.

5.2.2 Berechnung der totalen Durchflussrate Q

Die totale Durchflussrate Q ergibt sich durch Aufsummieren der einzelnen Durchflussraten Q_i der offenen Kanäle zu:

$$Q = \sum_{i} Q_i \cdot \kappa_i . \tag{5.10}$$

Die binäre Variable κ_i beschreibt hierbei den Ventilzustand ($\kappa_i = 1$: offen, resp. $\kappa_i = 0$: geschlossen). Die Summe der Gewichte der offenen Kanäle wird im Folgenden Ventilkombination κ genannt. Es gilt:

$$\kappa = \sum_{i} \kappa_{i} \cdot 2^{i-1} . \tag{5.11}$$

Durch Einführung der Ventilkombination κ kann für die totale Durchflussrate Q geschrieben werden:

$$Q = \kappa \cdot Q_1 \,. \tag{5.12}$$

Gleichung (5.12) kann wie folgt hergeleitet werden:

$$Q = \sum_{i} \kappa_{i} \cdot Q_{i} = \sum_{i} \kappa_{i} \cdot 2^{i-1} \cdot Q_{1} = Q_{1} \cdot \sum_{i} \kappa_{i} \cdot 2^{i-1} = Q_{1} \cdot \kappa .$$
(5.13)

Die Ventilkombination κ wird vom Durchflussregler als Stellgrösse verwendet.
5.2.3 Einfluss einer Last

Eine Last im Regelsystem hat zur Folge, dass der Druckabfall Δp_K über den Kanälen nicht konstant ist. Steigt der Druckabfall Δp_L über der Last infolge einer höheren Soll-Durchflussrate, so bleibt den Kanälen weniger Druckabfall für die Generierung dieser Durchflussrate zur Verfügung. Die einzelnen Kanäle liefern demzufolge weniger Durchfluss als bei höherem Druckabfall Δp_K und somit müssen für hohe Durchflussraten überproportional mehr Ventile offen sein als für kleine Durchflussraten. Das lineare Verhältnis aus Gleichung (5.12) ist daher nur gewährleistet, falls Δp_K konstant ist. Die Variation von Δp_K ist der Hauptgrund, weswegen eine Durchflussraten muss. Aufgrund dessen ist die Integration eines Durchflussmessers im System zwingend erforderlich.

5.2.4 Berechnung des Arbeitspunktes

Der Arbeitspunkt entspricht der Ventilkombination κ , bei welcher der Durchflussregler bei einer gegebenen Druckdifferenz Δp_K die Durchflussrate Q liefert. Falls die berechnete Ventilkombination κ keine ganze Zahl ergibt, gelten die beiden ganzzahligen Werte in der Nähe der Ventilkombination. Die Ventilkombination des Arbeitspunktes lässt sich bei Kenntnis von $\Delta p_L(Q)$ und p_1 einfach berechnen. Hierzu wird mit Gleichung (5.1) Δp_K berechnet und anschliessend aus Gleichung (5.7) die Referenzdurchflussrate Q_1 bestimmt. Durch Auflösen der Gleichung (5.12) nach κ und Einsetzen der Werte für Q und Q_1 ergibt sich der gesuchte Betriebspunkt κ zu:

$$\kappa = \frac{Q}{Q_1} \,. \tag{5.14}$$

5.2.5 Diskretisierung des Regelsystems

Aufgrund der digitalen Struktur des Regelsystems ergeben sich diskrete Zustände zur Durchflussregelung. Bei einer maximalen Durchflussrate Q von 1000 ml/min betragen die Diskretisierungsschritte bei entsprechender Anzahl Ventile:

Anzahl Ventile	Ventilkombinationen	Diskretisierungsschritt
8	256	3.9 ml/min
6	64	15.6 ml/min
4	16	62.5 ml/min

Tabelle 5.1: Diskretisierungsschritte bei verschiedenen Ventilzahlen

5.3 Regelstruktur ohne Pumpe im System

In Bild 5.2 ist die Regelstruktur des digitalen Durchflussreglers für den Fall, wenn keine Pumpe im Regelsystem integriert ist, dargestellt. Der zur Durchflussregelung erforderliche Eingangsdruck wird hierbei einer druckbehafteten Leitung entnommen.



Bild 5.2: Regelstruktur des digitalen Durchflussreglers ohne Pumpe im System

Der Messaufbau sowie die Resultate der digitalen Durchflussregelung ohne Pumpe im System finden sich in Abschnitt 7.4.2.1. Neben dem Regelverhalten bei unterschiedlichen Eingangsdrücken wurde auch der Einfluss einer Ventilzahlvariation untersucht. Es wurden sowohl PI- als auch PID-Regler eingesetzt, z. T. kombiniert mit einem Feedforward-Anteil bei gut charakterisierbarer Regelstrecke.

5.4 Regelstruktur mit Pumpe im System

Mit Einbezug einer drehzahlregelbaren Pumpe ist es möglich, den aufgrund der Diskretisierung entstehenden Regelfehler auf Null zu bringen. In Bild 5.3 ist die Regelstruktur des digitalen Durchflussreglers aufgezeichnet für den Fall, dass eine Pumpe im System integriert ist. Durch die Kombination des digitalen Durchflussreglers mit einer drehzahlregelbaren Pumpe sind grundsätzlich zwei Komponenten im System vorhanden, welche beide die komplette Regelung übernehmen könnten. Zum Einen ist dies der Pumpenkontroller, welcher die Drehzahlregelung realisiert, zum Anderen der DSP der Ventilansteuerungselektronik, welcher die digitale Durchflussregelung übernimmt.



Bild 5.3: Regelstruktur des digitalen Durchflussreglers mit drehzahlregelbarer Pumpe im System

Eine Kaskadenschaltung der beiden Regler, wie sie häufig in Regelkreisen mit mehreren Reglern implementiert wird, bringt hierbei nicht den erwünschten Nutzen, da der überlagerte Regelkreis mit einer zu geringen Dynamik realisiert werden müsste. Vielmehr besteht die Lösung aus einer Parallelschaltung der beiden Regler. Allerdings ist darauf zu achten, dass nicht beide Regler über einen I-Anteil verfügen, da sonst die Gefahr besteht, dass sie gegeneinander arbeiten und das Antwortverhalten verlangsamt wird. Im Falle, dass die beiden Regler in die gleiche Richtung arbeiten, kann unerwünschtes Überschwingen auftreten.

Es bietet sich daher folgende Lösung an: nur der PI-Regler im Pumpenkontroller wird benutzt und im DSP der Ventilansteuerungselektronik wird nur der Feedforward-Anteil (FF) implementiert. Der PI-Regler der Ansteuerungselektronik wird ausgeschaltet, so dass die oben genannten Probleme nicht auftreten.

Die Feedforward-Parameter sind für einen spezifizierten Soll-Eingangsdruck (z. B. 1 bar) auszulegen. Bei Verwendung von acht Ventilen muss die Pumpe nahezu keinen Regelfehler kompensieren, sondern fast ausschliesslich den Soll-Eingangsdruck generieren. Im Fall von vier Ventilen muss die Pumpe den Regelfehler, welcher aufgrund der Diskretisierung verursacht wird, kompensieren. Dadurch schwingt der Ist-Eingangsdruck um den Soll-Eingangsdruck und die Pumpendrehzahl kommt nur bei sehr kleinen resp. sehr hohen Durchflussraten in die Nähe der Betriebsgrenzen.

Die Messergebnisse für die digitale Durchflussregelung mit Einbezug einer drehzahlregelbaren Pumpe finden sich in Abschnitt 7.4.2.2.

5.5 Materialwahl für aggressive Medien

Beim digitalen Durchflussregelsystem sind gemäss Bild 5.4 einige Komponenten medienberührend, eine sorgfältige Materialwahl ist zwingend erforderlich. Aufgrund der ausgezeichneten Medienresistenz wird für sämtliche Leitungsrohre und die meisten Verbindungselemente sowie für das Pumpenkopfgehäuse und die medienberührenden Teile des Durchflusssensors *PFA* verwendet. Für die Einschraub-Verbindungen zu den Kapillarschläuchen wird wegen der ausgezeichneten mechanischen Stabilität bei guter Medienresistenz *PVDF* eingesetzt. Für die Kapillarschläuche eignet sich *PTFE* sowohl wegen den sehr guten mechanischen Eigenschaften, als auch wegen der guten Medienresistenz.



Bild 5.4: Materialwahl für aggressive Medien (digitale Durchflussregelung)

6 Realisierung von Prototypen

Dieses Kapitel ist den realisierten Prototypen gewidmet. Einleitend werden die zwei Funktionsmuster der hochintegrierten Variante präsentiert. Anschliessend folgen drei Funktionsmuster zur separierten Variante und ein Gesamtsystem-Prototyp bestehend aus einer Magnetlagerpumpe und mehreren geregelten Durchflusszweigen. Das Funktionsmuster zur digitalen Durchflussregelung bildet den Abschluss dieses Kapitels.

6.1 Hochintegrierte Variante

Die grundsätzliche Funktionalität der hochintegrierten Durchflussregelung konnte sowohl am Funktionsmuster für hohe Durchflussraten (bis 10 l/min) als auch am Prototyp für niedrige Durchflussraten (bis 250 ml/min) aufgezeigt werden.

6.1.1 Funktionsmuster für hohe Durchflussraten

Bild 6.1 zeigt einen Querschnitt des hochintegrierten Durchflussreglers für hohe Durchflussraten.



Bild 6.1: Querschnitt des hochintegrierten Durchflussreglers für hohe Durchflussraten

Beim Funktionsmuster für hohe Durchflussraten wird die Veränderung der Durchflussrate mittels Verschiebung der axialen Position des Schwebekörpers gegenüber einer fest montierten, kegelförmig konischen Nadel realisiert. Die dadurch erzeugte Ventilfunktion generiert den für die gewünschte Durchflussrate erforderlichen Druckabfall im Durchflussregler. Die Daten des Funktionsmusters sind in Tabelle 6.1 zusammengefasst.

Abmessungen (mit Gehäuse)	94x80x104 mm (LxBxH)		
Abmessungen (Schwebekörper)	22.7x34 mm (DxH)		
Mess- und Regelbereich	0.5 – 10 l/min		
Max. regelbarer Differenzdruck Δp	0.21 bar		
Spannungsversorgung	24 V		
Max. Spulenstrom	1.5 A		
Max. Leistungsverbrauch	25 W		
Kraft-Strom-Konstante k_i	5.7 N/A		
Max. Dauerkraft	8.5 N		
Resultierende Gewichtskraft $F_{G,res}$ des	0.4 N		
Schwebekörpers ($F_{G,res} = F_G - F_A$)			
Windungszahl	1700		
Spulenwiderstand	11.1 Ω		
Spuleninduktivität	52.1 mH		
Magnetdaten (NeFeB: BMN-48):			
Remanenzinduktion B_R	1.37 T		
Koerzitivfeldstärke <i>H</i> _{cB}	859 kA/m		
Reversible relative Permeabilität μ_r	1.16		
Maximale Betriebstemperatur ϑ_{max}	80 °C		

Tabelle 6.1: Daten des hochintegrierten Funktionsmusters f
ür hohe Durch-
flussraten

Die magnetisch aufzubringende Kraft nimmt mit der Druckdifferenz über dem Regler zu. Der mögliche Regelbereich wird durch die maximale magnetische Kraft des Durchflussreglers stark limitiert. Der realisierte Prototyp ist in Bild 6.2 dargestellt.



Bild 6.2: Hochintegrierter Durchflussregler für hohe Durchflussraten

6.1.2 Funktionsmuster für niedrige Durchflussraten

Die Veränderung der Durchflussrate erfolgt beim Funktionsmuster für niedrige Durchflussraten mittels Verschiebung der axialen Position des Schwebekörpers mit Ventilkegel gegenüber einem fest montierten Ventilsitz. Der für eine bestimmte Durchflussrate erforderliche Druckabfall wird durch diese Ventilfunktion generiert. In Bild 6.3 ist das realisierte Funktionsmuster dargestellt.



Bild 6.3: Hochintegrierter Durchflussregler für niedrige Durchflussraten

In Tabelle 6.2 sind die Daten des Funktionsmusters zusammengestellt.

Abmessungen (ohne Gehäuse)	84x223 mm (DxH)		
Abmessungen (Schwebekörper)	11x154 mm (DxH)		
Mess- und Regelbereich	20 – 250 ml/min		
Max. regelbarer Differenzdruck Δp	0.72 bar		
Spannungsversorgung	24 V		
Max. Spulenstrom	3 A		
Max. Leistungsverbrauch	36 W		
Kraft-Strom-Konstante k_i	3.8 N/A		
Max. Dauerkraft	11.4 N		
Res. Gewichtskraft $F_{G,res}$ des Schwebekörpers	0.4 N		
$(F_{G,res} = F_G - F_A)$			
Windungszahl	1600 (2 x 800)		
Spulenwiderstand	4.0 Ω		
Spuleninduktivität	14.7 mH		
Magnetdaten (SmCo: BMS-30):			
Remanenzinduktion B_R	1.14 T		
Koerzitivfeldstärke H_{cB}	800 kA/m		
Reversible relative Permeabilität μ_r	1.10		
Maximale Betriebstemperatur ϑ_{max}	> 300 °C		

Tabelle 6.2: Daten des hochintegrierten Durchflussreglers für niedrige Durchflussraten

Wie beim Funktionsmuster für hohe Durchflussraten nimmt auch beim Prototyp für niedrige Durchflussraten die magnetisch aufzubringende Kraft mit der Druckdifferenz über dem Regler zu. Der Regelbereich wird folglich auch im vorliegenden Fall durch die maximale magnetische Kraft limitiert.

6.2 Separierte Variante

Bei der separierten Variante zur Durchflussregelung wurden mehrere Funktionsmuster der Aktorkomponente realisiert und untersucht. Sämtliche Prototypen bestehen aus einer selbstregelnden hydraulischen Komponente und einem elektrischen Direktantrieb. Der Antrieb wird standardmässig nur zur Ausgangsdruck-Sollwertvorgabe eingesetzt, kann aber wie beim intelligenten Funktionsmuster mit Schliessfunktion auch dazu verwendet werden, die Regelgüte der hydraulischen Komponente wesentlich zu verbessern.

6.2.1 Erstes Funktionsmuster

Anhand des ersten Funktionsmusters konnte gezeigt werden, dass Membran-Druckregler nicht nur pneumatisch oder manuell (mechanische Vorspannung), sondern auch elektrisch angesteuert werden können. Die Sollkraft F_{soll} (siehe Abschnitt 2.2.1.1) beim ersten Funktionsmuster ergibt sich aus der Gewichtskraft des Läufers, der Reluktanzkraft und der elektromagnetisch erzeugten Kraft.

Bild 6.4 zeigt das erste Funktionsmuster der separierten Variante.



Bild 6.4: Erstes Funktionsmuster (separierte Variante)

Der Antrieb des ersten Funktionsmusters wurde nicht mit einer Federvorspannung versehen. Dadurch sind nur elektromagnetische Kräfte, welche nach unten wirken, für den Betrieb relevant. Da Linearantriebe bei Umkehrung der Stromrichtung eine nahezu identische Kraft in Gegenrichtung erzeugen, ist das erste Funktionsmuster volumenmässig nicht optimal ausgenutzt. Zur Optimierung der volumenspezifischen Güte ist eine mechanische Vorspannung des Antriebes zwingend erforderlich.

Abmessungen (gesamter Druckregler)	96x71x173 mm (LxBxH)		
Abmessungen (Läufer)	37x114 mm (DxH)		
Regelbereich	10 – 1000 ml/min		
Max. zulässiger Eingangsdruck p_1	4 bar		
Max. regelbarer Ausgangsdruck p_2	2.5 bar		
Spannungsversorgung	24 V		
Max. Spulenstrom	1.2 A		
Max. Leistungsverbrauch	16 W		
Kraft-Strom-Konstante k_i	31.4 N/A		
Max. Dauerkraft	37.7 N		
Gewichtskraft des Läufers	7.9 N		
Reluktanzkraft	5.6 N		
Windungszahl	2700 (3 x 900)		
Spulenwiderstand	10.8 Ω		
Spuleninduktivität	10.6 mH		
Magnetdaten (NeFeB: BMN-48):			
Remanenzinduktion B_R	1.37 T		
Koerzitivfeldstärke <i>H</i> _{cB}	859 kA/m		
Reversible relative Permeabilität μ_r	1.16		
Maximale Betriebstemperatur ϑ_{max}	80 °C		

Die Daten des Funktionsmusters sind in Tabelle 6.3 aufgetragen.

Tabelle 6.3: Daten des ersten Funktionsmusters (separierte Variante)

6.2.2 Kompaktes Funktionsmuster

Das Hauptziel des kompakten Funktionsmusters war – ausgehend von den Erfahrungen mit dem ersten Funktionsmuster – die Minimierung der Baugrösse sowohl durch eine optimierte elektromagnetische Auslegung, als auch durch die Wahl einer geeigneten Vorspannung. Die Regelgüte vergleichbarer, pneumatisch betriebener Druckregler zu erreichen, war ein weiteres Ziel. Mit der Realisierung einer geschalteten analogen Elektronik zur Ansteuerung des kompakten Funktionsmusters wurde eine kostengünstige Lösung für den ausschliesslich stromgeregelten Betrieb gefunden.

Realisierung des Aktors

Das kompakte Funktionsmuster ist nicht für die Realisierung der Schliessfunktion ausgelegt. Die aufbringbare elektromagnetische Kraft wird vollumfänglich zur Solldruckvorgabe eingesetzt. Eine mechanische Vorspannung ermöglicht die Einstellung des Arbeitspunktes zur Minimierung der elektrischen Leistung. Bild 6.5 zeigt eine Ansicht des realisierten Linearmotors. In Bild 6.6 sind der Läufer, der Wickelkörper sowie der gesamte Druckregler dargestellt.



Bild 6.5: Ansicht des Linearmotors



Bild 6.6: Läufer, Wickelkörper und gesamter Druckregler

Tabelle 6.4 fasst die Daten des kompakten Funktionsmusters zusammen.

Abmessungen (gesamter Druckregler)	98x65x103 mm (LxBxH)		
Abmessungen (Läufer ohne Federführung)	42.5x41.8 mm (DxH)		
Regelbereich	0 – 2000 ml/min		
Max. zulässiger Eingangsdruck p_1	5 bar		
Max. regelbarer Ausgangsdruck p_2	4 bar		
Spannungsversorgung	24 V		
Max. Spulenstrom	0.88 A		
Max. Leistungsverbrauch	5.0 W		
Kraft-Strom-Konstante k_i	30 N/A		
Max. Dauerkraft	26.4 N		
Gewichtskraft des Läufers	4 N		
Reluktanzkraft	6 N		
Windungszahl	620 (2 x 310)		
Spulenwiderstand	6.4 Ω		
Spuleninduktivität	7.9 mH		
Elektrische Zeitkonstante	1.23 ms		
Magnetdaten (NeFeB: BMN-50):			
Remanenzinduktion B_R	1.43 T		
Koerzitivfeldstärke <i>H</i> _{cB}	959.77 kA/m		
Reversible relative Permeabilität μ_r	1.16		
Maximale Betriebstemperatur ϑ_{max}	80 °C		

Tabelle 6.4: Daten des kompakten Funktionsmusters (separierte Variante)

Analoge Elektronik

Die Erzeugung des PWM-Signals der geschalteten analogen Elektronik (Bild 6.7) erfolgt mittels eines Komparators, welcher ein Dreiecksignal mit dem analogen Eingangssignal vergleicht.



Bild 6.7: Analoge Elektronik zum kompakten Funktionsmuster (Abmessungen in mm: L55xB33)

6.2.3 Intelligentes Funktionsmuster mit Schliessfunktion

Beim intelligenten Funktionsmuster mit Schliessfunktion wurde das Ziel verfolgt, den elektrischen Direktantrieb nicht nur gesteuert zu betreiben (wie pneumatische Ausführungen), sondern mit Hilfe eines Positionssignals durch aktive Regelung die Güte zu erhöhen.

Realisierung des Aktors

Bedingt durch die hohe erforderliche Kraft zur Realisierung der Schliessfunktion, wurde der Antrieb mit einem Kühlkörper versehen. Eine mechanische Vorspannung realisiert die Einstellung des Arbeitspunktes zur Minimierung der elektrischen Leistung im Normalbetrieb. In Bild 6.8 sind Ansichten des realisierten Linearmotors ohne resp. mit Kühlkörper dargestellt. Bild 6.9 zeigt den Läufer, den Wickelkörper sowie den gesamten Druckregler mit Kühlkörper.



Bild 6.8: Ansicht des realisierten Linearmotors (ohne/mit Kühlkörper)



Bild 6.9: Läufer, Wickelkörper und gesamter Druckregler

Die Daten	des	intelligenten	Funktionsmusters	sind	in	Tabelle	6.5	zusam-
mengefass	t.							

Abmessungen (gesamter Druckregler)	110x110x137 mm (LxBxH)		
Abmessungen (Läufer ohne Federführung)	44.5x57 mm (DxH)		
Regelbereich	0 – 2000 ml/min		
Max. zulässiger Eingangsdruck p_1	5 bar		
Max. regelbarer Ausgangsdruck p_2	4 bar		
Spannungsversorgung	24 V		
Max. Spulenstrom	1.0 A		
Max. Leistungsverbrauch	14.2 W		
Kraft-Strom-Konstante k_i	60 N/A		
Max. Dauerkraft	60 N		
Gewichtskraft des Läufers	6.0 N		
Reluktanzkraft	4.0 N		
Windungszahl	1700 (2 x 850)		
Spulenwiderstand	14.2 Ω		
Spuleninduktivität	38.0 mH		
Elektrische Zeitkonstante	2.68 ms		
Magnetdaten (NeFeB: BMN-50):			
Remanenzinduktion B_R	1.43 T		
Koerzitivfeldstärke <i>H</i> _{cB}	959.77 kA/m		
Reversible relative Permeabilität μ_r	1.16		
Maximale Betriebstemperatur ϑ_{max}	80 °C		

Tabelle 6.5: Daten des intelligenten Funktionsmusters (separierte Variante)

Digitale Elektronik

Die digitale Elektronik zum intelligenten Funktionsmuster basiert auf der Elektronik zum Durchflussmesser von [Schr/04], wobei einige für den Druckregler irrelevante Schaltungskomponenten (DA-Konverter, XDS-Schnittstelle, LCD-Schnittstelle etc.) eliminiert wurden. Die Reduktion des Schaltungsaufwandes ermöglichte ein zweischichtiges Leiterplattendesign sowie eine einseitige Bestückung des Prints, was zu einer kostengünstigen Fertigung führt. Das PWM-Signal wird im DSP erzeugt und mittels Brückentreiber auf die Vollbrückenschaltung gegeben. In Bild 6.10 ist der Print der digitalen Elektronik dargestellt.



Bild 6.10: Digitale Elektronik zum intelligenten Funktionsmuster (Abmessungen in mm: L88xB46)

6.3 Gesamtsystem – Prototyp

Der Gesamtsystem-Prototyp, ein sogenanntes *in-situ mixing system* (Vorort-Mischsystem), ermöglicht das Zusammenmischen verschiedener Flüssigkeiten am *Point-of-use*. Dem Hauptfluss (deionisiertes Wasser) können mittels Auf-/Zu-Ventilen mehrere Teilflüsse (Chemikalien) zugeführt werden.



Bild 6.11: Schema des Mischsystems mit zwei Teilflüssen

Während die Durchflussregelung des Gesamtflusses mittels einer drehzahlregelbaren Magnetlagerpumpe (BPS-1) der Firma Levitronix[®] GmbH und einem Ultraschalldurchflusssensor⁶ erfolgt, werden für die Regelung der Teilflüsse elektrische Druckregler und Ultraschalldurchflusssensoren⁷ eingesetzt. Das Schema des Mischsystems ist in Bild 6.11 für zwei Teilflüsse dargestellt. Industrieseitig sind Anwendungen denkbar, welche bis zu fünf Teilflüsse umfassen.

Die Chemikalien der jeweiligen Teilflüsse werden druckbehafteten Leitungen entnommen. Der pneumatische Druckregler⁸ im Hauptfluss-Zweig dient als Vordruckregler für die Durchflussregelung mittels drehzahlregelbarer Magnetlagerpumpe, während die elektrischen Druckregler in den Teilfluss-Zweigen als Aktoren zur Regelung der Teilflüsse Anwendung finden. In Tabelle 6.6 sind die Daten des Gesamtsystem-Prototypen zusammengefasst.

Regelbereich (Gesamtdurchfluss)	1000 – 2000 ml/min		
Regelbereich (Teildurchflüsse)	0 – 100 ml/min		
Max. zulässiger Eingangsdruck p_1 (Haupt-	5 bar		
und Teildurchflusszweige)			
Max. Ausgangsdruck p_2 (Haupt- und Teil-	2 bar		
durchflusszweige)			
Max. Anzahl Teildurchflusszweige	5		

Tabelle 6.6: Daten des Gesamtsystem-Prototypen

Das *in-situ mixing system* wird über einen PC bedient. Die Haupt- und Teilflussraten können auf einer graphischen Oberfläche (PC-Client) definiert werden. Die Regelung der entsprechenden Flussraten erfolgt auf dem sogenannten Busmodul, welches einerseits über Ethernet (resp. RS-232) mit dem PC verbunden ist, und andererseits via SPI mit bis zu acht Pumpenkontrollern und bis zu zwei I/O-Modulen kommuniziert. Die I/O-Module verfügen je über vier galvanisch getrennte analoge Ein- und Ausgänge und sechs galvanisch getrennte digitale Ein- und Ausgänge.

Bild 6.12 zeigt den Aufbau des Gesamtsystem-Prototypen.

⁶ Ultraschalldurchflussmesser (Typ M2100-T3104-32-Z-003) der Firma Malema (www.malema.com)

⁷ Ultraschalldurchflussmesser (Typ M2100-T3103-42-Z-002) der Firma Malema (www.malema.com)

⁸ Pneumatischer Druckregler (Typ SRF-30) der Firma SMC (*www.smc.ch*)



Bild 6.12: Aufbau des Gesamtsystem-Prototypen

Die Gesamtstruktur des Mischsystems mit einem Haupt- und zwei Teilflusszweigen ist in Bild 6.13 dargestellt.



Bild 6.13: Gesamtstruktur des Mischsystems

Die wichtigsten Daten des Busmoduls sind in Tabelle 6.7 zusammengefasst. Bild 6.14 zeigt den realisierten Busmodulprint, Bild 6.15 den entsprechenden Print des I/O-Moduls. Die Daten zum digital/analogen I/O-Modul finden sich in Tabelle 6.8.

Speisespannung	12 – 48 V
Taktfrequenz DSP (AT91RM9200)	180 MHz
Kommunikation	Ethernet, RS-232, USB v.2.0, SPI

Tabelle 6.7: Daten des Busmoduls



Bild 6.14: Print des Busmoduls



Bild 6.15: Print des digital/analogen I/O-Moduls

Speisespannung	20 – 50 V		
Taktfrequenz PIC (16F877A)	20 MHz		
Kommunikation	RS-232, SPI		
I/Os	6 digitale I/Os ^a		
	4 analoge Eingänge ^a		
	4 analoge Ausgänge ^b		

Tabelle 6.8: Daten des digital/analogen I/O-Moduls

^a untereinander galvanisch getrennt

^b galvanisch getrennt

6.4 Digitale Variante

Das Funktionsmuster zur digitalen Durchflussregelung ist in Bild 6.16 dargestellt. Je nach Betriebsmodus wird die Magnetlagerpumpe mit konstanter resp. variabler Drehzahl betrieben.



Bild 6.17: Durchflusszweige

Die Durchflussregelung sowie die Ansteuerung der Ventile erfolgen mittels der DSP-basierten Flowelektronik [Schr/04] und der entsprechenden Messsignalaufbereitung resp. Verstärkung der digitalen DSP-Ausgänge. Bild 6.18 zeigt die Elektronik mit Beschaltung.



Bild 6.18: Regel- und Ventilansteuerungselektronik

Die Daten zum digitalen Durchflussregelsystem sind in Tabelle 6.9 zusammengefasst.

Speisespannung (Elektronik/Ventile)	24 V
Taktfrequenz DSP (TMS320LF2403A)	40 MHz
Anzahl Magnetventile	max. 8
Durchflusssensortyp	Ultraschall
Durchfluss – Regelbereich	0 – 1000 ml/min

Tabelle 6.9: Daten zum digitalen Durchflussregelsystem

7 Messaufbau und Resultate

Messaufbauten und Resultate bilden den Inhalt dieses Kapitels. Einleitend werden der Prüfstand und die erreichten Ergebnisse der hochintegrierten Variante vorgestellt und diskutiert. Anschliessend folgen der Messaufbau und die Resultate der separierten Durchflussregelung, welche mit bestehenden Lösungen verglichen werden. Der Aufbau zur digitalen Durchflussregelung und die entsprechenden Messresultate mit resp. ohne drehzahlregelbare Pumpe im System runden dieses Kapitel ab.

7.1 Hochintegrierte Variante

7.1.1 Der Aufbau eines Durchflussregler-Prüfstandes

Der Durchflussregler-Prüfstand besteht aus folgenden Modulen:

- der Steuerungssoftware samt Bedienoberfläche
- den Sensoren samt Signalaufbereitung
- einer Magnetlagerpumpe BPS-3 samt Elektronik der Firma *Levitronix*[®] *GmbH* zur Generierung des erforderlichen Betriebsdruckes
- einem temperaturgeregelten Tank
- einem Entlüftungsventil

Die Struktur des Durchflussregler-Prüfstandes ist in Bild 7.1 dargestellt.

Die Steuerungssoftware übernimmt die Ansteuerung des Systems und der Magnetlagerpumpe, die Datenaufnahme und –speicherung und stellt in einer benutzerfreundlichen Bedienoberfläche die Schnittstelle zum Anwender zur Verfügung.

Referenzdurchfluss- und Drucksensoren messen die entsprechenden physikalischen Grössen. Die Signale werden in einer Messauswerteschaltung aufbereitet und mittels einer AD-Wandler-Karte in die – auf einem PC laufenden – LabVIEW-Oberfläche der Steuerungssoftware eingelesen.



Bild 7.1: Struktur des Durchflussregler-Prüfstandes

Um konstante Flüssigkeitseigenschaften gewährleisten zu können, wurde ein Heizelement mit Temperaturregler verwendet.

Die Kommunikation zwischen Steuerungssoftware und Pumpen- resp. Durchflussregler-Elektronik erfolgt über die RS-232-Schnittstelle. Sie dient sowohl zur Datenaufnahme motor- und durchflussreglerinterner Parameter als auch zur Ansteuerung der Pumpe und des Durchflussreglers.

Der eingebaute Durchflusssensor⁹ dient als Referenz für den zu testenden Durchflussregler mit integrierter Sensorfunktion.

Der verwendete Absolutdrucksensor¹⁰ misst den durch die Magnetlagerpumpe aufgebauten Eingangsdruck, während der Differenzdrucksensor¹¹ die über dem Durchflussregler anliegende Druckdifferenz erfasst.

⁹ Turbinendurchflussmesser (Typ FHK PVDF) der Firma Digmesa AG (*www.digmesa.ch*)

¹⁰ Absolutdrucktransmitter (Typ 691) der Firma Huba Control AG (*www.hubacontrol.ch*)

¹¹ Differenzdrucktransmitter (Typ 692) der Firma Huba Control AG (*www.hubacontrol.ch*)

7.1.2 Messungen und Resultate zur hochintegrierten Durchflussregelung

Nachfolgend werden die Messergebnisse zur hochintegrierten Variante vorgestellt. Insbesondere interessieren die Bereichsgrenzen sowie die erreichbare Genauigkeit.

In Bild 7.2 sind Strom-Durchfluss-Kennlinien bei verschiedenen Ventilpositionen aufgetragen. Der relevante Ventilhub, über welchen der gesamte Durchfluss geregelt wird, beträgt rund 3 mm.



Bild 7.2: Kennlinien mit ausgewählter Bezifferung bei verschiedenen Ventilpositionen ($T_{H,O} = 40$ °C)

Ventilpositionen im Bereich von 1 bis 3 mm ergeben gut reproduzierbare Strom-Durchfluss-Kennlinien (Wiederholbarkeit < 1%). Ventilpositionen im Bereich von ca. 0.3 bis 1 mm ergeben weniger gut reproduzierbare Kennlinien (Wiederholbarkeit ca. 4 %). Im nahezu geschlossenen Zustand (Ventilpositionen im Bereich von 0 bis 0.3 mm) ergeben sich aufgrund mehrerer Störeinflüsse (Haftreibung, Turbulenzen, keine Zentrierung des Schwebekörpers) wenig bis gar nicht reproduzierbare Kennlinien (Wiederholbarkeit > 5%). Aufgrund dieser Tatsache eignet sich die hochintegrierte Variante für kleine Durchflussraten (wenige ml/min) nicht. Um genauere Erkenntnisse bezüglich Reproduzierbarkeit zu erhalten, wurden die Kennlinien gemäss

Bild 7.2 für den Ventilpositionsbereich zwischen 0.1 und 0.5 mm rund 20mal aufgenommen und ausgewertet (Bild 7.3).



Bild 7.3: Reproduzierbarkeit bei verschiedenen Ventilpositionen ($T_{H_{2}O} = 40 \text{ °C}$)

Während die maximale Abweichung gemäss Bild 7.2a bis zu 20% beträgt, erreicht die mittlere Abweichung Werte bis zu knapp 7%.

Neben der beschränkten Reproduzierbarkeit infolge der oben genannten Gründe spielt insbesondere die Temperatur des Mediums eine wesentliche Rolle für die Kennliniencharakteristik.



Bild 7.4: Kennlinien bei verschiedenen Temperaturen (Medium: H₂O)

In Bild 7.3 sind Strom-Durchfluss-Kennlinien bei drei Ventilpositionen für verschiedene Temperaturen dargestellt. Der Einfluss der Temperatur ist bei nahezu schliessenden Ventilpositionen besonders gross. Bei nicht konstanten Temperaturverhältnissen ist demnach eine entsprechende Kompensation vorzusehen.

Ein störender Effekt bei nahezu geschlossenem Ventil ist die bereits erwähnte Haftreibung. Obwohl für die medienberührenden Komponenten spezielle Fluorkunststoffe verwendet werden, können Reibungseffekte nicht gänzlich ausgeschlossen werden. Das Phänomen der Haftreibung ist in der Strom-Durchfluss-Kennlinie ersichtlich, während es bei der Druck-Durchfluss-Kennlinie nicht auftritt. Solche Haftreibungseffekte sind ein wesentlicher Grund, weshalb der Regelbereich der hochintegrierten Variante gegen unten begrenzt ist.



Bild 7.5: Kennlinien beim Auftreten von Haftreibung

Im Gegensatz zur aktiven Regelung der axialen Lage des Schwebekörpers pendelt sich die radiale Lage passiv ein. Die radiale Zentrierung des Schwebekörpers, welche auch beim Durchflusssensor von [Schr/04] auftritt, ist im Wesentlichen ein fluiddynamisches Phänomen, basierend auf der Bernoullischen Gleichung. Zentrierende elektromagnetische Kräfte sind gemäss Simulationsergebnissen verschwindend klein. Für weiterführende Angaben bezüglich fluiddynamischer Zentrierung sei auf [Bösw/95] und [Schr/04] verwiesen. Beim betrachteten Schwebekörper findet die automatische Zentrierung bei einer Durchflussrate von ca. 120 - 130 ml/min statt (Bild 7.6). Unterhalb dieser Durchflussrate sind die Kennlinien aufgrund von Reibungseffekten und asymmetrischem Spaltfluss weniger gut reproduzierbar.



Bild 7.6: Zentrierung des Schwebekörpers

Um die Fehlerrate bei der Kennlinienapproximation zu minimieren, erfolgte eine Unterteilung der Kennlinienschar in mehrere Bereiche (siehe Abschnitt 3.7.1). Es wurden hierbei zwei grundsätzlich verschiedene Approximationsmethoden untersucht: *PQR* und *3D*. Die resultierenden Fehlerraten sind in Bild 7.7 dargestellt.



Bild 7.7: Fehlerrate der verschiedenen Durchflussberechnungsverfahren

Während sich die PQR-Methode im vorliegenden Fall gar nicht eignet (Fehlerraten > 45 %), werden mit der *3D*-Methode und sieben Bereichen resultierende Berechnungsfehler von rund 5% erreicht. Eine weitere Unterteilung der Kennlinienschar und Approximationsmethoden hoher Ordnung reduzieren den Berechnungsfehler aufgrund der auftretenden Störeffekte und der daraus resultierenden beschränkten Reproduzierbarkeit, insbesondere bei nahezu geschlossenem Ventil, nicht wesentlich.

Die erreichbare Genauigkeit der Durchflussregelung hängt von der Güte der Durchflussberechnung ab. In Bild 7.8 ist der Ist- über den Soll-Durchfluss aufgetragen.



Bild 7.8: Abweichungen des Ist-Durchflusses vom Soll-Durchfluss

Es wurden hierzu Messungen im Regelbereich von 110 – 250 ml/min durchgeführt. Zur Berechnung der Regelgenauigkeit wurde der Durchfluss-Sollwert jeweils mit der Angabe des Referenzdurchflussmessers verglichen. Die resultierende mittlere Regelgenauigkeit beträgt rund 3.4 %.

7.2 Separierte Variante

7.2.1 Der Aufbau eines Druckregler-Prüfstandes

Der Druckregler-Prüfstand besteht aus folgenden Modulen:

- der Steuerungssoftware samt Bedienoberfläche
- den Sensoren samt Signalaufbereitung
- einer Magnetlagerpumpe BPS-3 samt Elektronik der Firma *Levitronix*[®] *GmbH* zur Generierung des erforderlichen Betriebsdruckes
- einem temperaturgeregelten Tank
- einem 3/2-Wege-Ventil zur Variation der hydraulischen Last

Bild 7.9 zeigt die Struktur des Druckregler-Prüfstandes.



Bild 7.9: Struktur des Druckregler-Prüfstandes

Es gelten die gleichen allgemeinen Erläuterungen wie beim Prüfstand zur hochintegrierten Variante (siehe Abschnitt 7.1.1).

Der Aufbau besteht aus zwei Durchflusskreisen. Der kleinere Kreis (1), welcher nur die Pumpe und ein Auf-/Zu-Ventil umfasst, dient als druckbehaftete Leitung. Der zweite Kreis (2) besteht aus einem Auf-/Zu-Ventil, einem Durchflusssensor¹², zwei Absolutdrucksensoren¹³ und dem zu testenden Druckregler.

Um die hydraulische Last und somit den Durchflussregelbereich im zweiten Kreis variieren zu können, wurden wie in Bild 7.9 ersichtlich, zwei verschiedene Durchflusszweige mit Δp_1 resp. Δp_2 realisiert, wobei jeweils nur ein Zweig durchströmt wird.

7.2.2 Messungen und Resultate zur separierten Durchflussregelung

Während der erste Prototyp der separierten Variante ausschliesslich dem grundlegenden Funktionsnachweis dient, werden sowohl das kompakte als auch das intelligente Funktionsmuster mit Schliessfunktion dem kritischen Vergleich mit bestehenden pneumatischen Varianten unterzogen.

7.2.2.1 Erstes Funktionsmuster

Beim ersten Funktionsmuster wurden folgende zwei Betriebszustände untersucht:

- Positionsgeregelter Betrieb
- Stromgeregelter Betrieb

In Bild 7.10a ist die Hysterese des positionsgeregelten Funktionsmusters dargestellt, während Bild 7.10b die Ergebnisse des stromgeregelten Betriebes zeigt. Der stufenförmige Verlauf beider Kennlinien lässt auf massive mechanische Reibungseffekte schliessen, welche von der ungünstigen Materialwahl des Gleitlagers (Wickelkörper: Aluminium, Läuferhülse: Chrom-

¹² Ultraschalldurchflussmesser (Typ M2100-T3104-32-Z-003) der Firma Malema (*www.malema.com*)

¹³ Absolutdrucktransmitter (Typ 691) der Firma Huba Control AG (*www.hubacontrol.ch*)

stahl) herrühren. Grundsätzlich ist die Hysterese des stromgeregelten Funktionsmusters kleiner als bei der positionsgeregelten Variante. Bereits der erste Prototyp lässt folglich darauf schliessen, dass eine direkte Positionsregelung nicht zu verbesserten Ergebnissen führt. Diese Vermutung wird sowohl durch Bild 7.11, bei welchem Druckpulsationen dargestellt sind, als auch durch Bild 7.12, welches den Ausgangsdruck bei langsam variierendem Eingangsdruck aufzeigt, bestätigt.



Bild 7.11: Druckpulsationen



Bild 7.12: Änderung des Ausgangsdruckes bei variierendem Eingangsdruck

7.2.2.2 Kompaktes Funktionsmuster

Beim kompakten Funktionsmuster wurden folgende Messungen im stromgeregelten Betrieb durchgeführt und jeweils mit der pneumatischen Variante verglichen:

- Hysterese bei 1 bar Eingangsdruck
- Ausgangsdruck bei Pulsationen des Eingangsdrucks von 1-2 bar
- Änderung des Ausgangsdrucks bei langsam variierendem Eingangsdruck
- Sprungantwort des Ausgangsdrucks von 0 auf 1 bar

In Bild 7.13 sind die Hysteresen des Ausgangsdrucks bei 1 bar Eingangsdruck für den pneumatischen und den elektrischen Regler dargestellt. Es ist erkennbar, dass sich beim elektrischen Betrieb für kleine Ausgangsdrücke aufgrund von Reibungseffekten eine leicht grössere Hysterese ergibt. Im Vergleich zum ersten Funktionsmuster ist die Güte allerdings wesentlich besser.

Bild 7.14 zeigt den Vergleich des pneumatischen und des elektrischen Reglers bei Pulsationen des Eingangsdrucks von 1 - 2 bar. Die Restpulsationen des Ausgangsdrucks sind im pneumatischen Betrieb (ca. 50 mbar) leicht geringer als beim elektrischen Regler (ca. 80 mbar).







Bild 7.14: Druckpulsationen 1 - 2 bar

Die Änderung des Ausgangsdrucks bei langsam variierendem Eingangsdruck ist für den pneumatischen und den elektrischen Regler in Bild 7.15 aufgezeigt. Beide Werte ändern im betrachteten Regelbereich um ca. 0.1 bar.



Bild 7.15: Änderung des Ausgangsdruckes bei variierendem Eingangsdruck

Die Sprungantworten des pneumatischen und des elektrischen Reglers bei einer Änderung des Ausgangsdrucks von 0 auf 1 bar sind in Bild 7.16 dargestellt. Zum Zeitpunkt t = 0.2 s erfolgt die Änderung des Sollwertes. Da sich im pneumatischen Betrieb erst der Steuerluftdruck aufbauen muss, ändert sich der hydraulische Ausgangsdruck erst nach einer kurzen Verzögerung, während die Änderung beim elektrischen Regler unmittelbar erfolgt. Die Regeldynamik des elektrischen Reglers ist daher wesentlich höher. Dies spiegelt sich auch in der Kennlinie des Durchflusses wider (Bild 7.16c, d). Bei einer derart schnellen Änderung des Ausgangsdrucks muss allerdings ein kurzfristiger Einbruch des Eingangsdrucks in Kauf genommen werden (Bild 7.16b). Anwendungen, welche keinen Einbruch des Eingangsdrucks tolerieren, erfordern daher eine reduzierte Dynamik.



Bild 7.16: Vergleich: Pneumatischer vs. elektrischer Regler, Sprung des Ausgangsdrucks von 0 auf 1 bar

Während der pneumatische Regler bei der Hysterese und den Restpulsationen des Ausgangsdrucks leichte Vorteile aufweist, kann der kompakte elektrische Regler bei langsam variierendem Eingangsdruck und insbesondere bei der Sprungantwort überzeugen. Um die Regelgüte zusätzlich auch bei der Hysterese und den Restpulsationen des Ausgangsdrucks verbessern zu können, wurde ein dritter Prototyp untersucht. Dieser bildet den Inhalt des nächsten Abschnitts.
7.2.2.3 Intelligentes Funktionsmuster mit Schliessfunktion

Beim intelligenten Funktionsmuster mit Schliessfunktion wurden folgende Messungen durchgeführt:

- Stromgeregelter Betrieb (Druckregler gesteuert betrieben)
- Aktive Druckregelung zur Erhöhung der Regelgüte
- Durchflussgeregelter Betrieb mit Aktivierung der Schliessfunktion
- Thermische Untersuchungen

Stromgeregelter Betrieb

Bild 7.17a zeigt das Verhalten des Ausgangsdrucks bei Pulsationen des Eingangsdrucks von 1 auf 2 bar. Die Restpulsationen im Ausgangsdruck lassen auf ein nicht optimales Regelverhalten schliessen. In Bild 7.17b ist die Positionsänderung des Läufers – und folglich der Membran – dargestellt. Es ist ersichtlich, dass die Position bei den untersuchten, massiven Eingangsdruckschwankungen nur um rund 0.025 mm ändert.



Bild 7.17: Pulsationen des Eingangsdrucks im gesteuerten Betrieb

In Bild 7.18 ist das Hystereseverhalten für den pneumatischen und den stromgeregelten Druckregler mit jeweils zwei verschiedenen Vorspannfedern dargestellt. Während der pneumatische Regler mit der schwächeren Vorspannfeder eine kleinere Hysterese aufweist, sind Letztere bei Verwendung der stärkeren Vorspannfeder nahezu identisch. Die stärkere Vorspannfeder (7.9 N/mm) ist zur Realisierung der Schliessfunktion erforderlich.



Bild 7.18: Vergleich: Pneumatischer vs. elektrischer Regler mit jeweils zwei unterschiedlichen Vorspannfedern, Steuergrösse über Ausgangsdruck bei konstantem Eingangsdruck von 1 bar

Bild 7.19 zeigt die Sprungantworten des pneumatischen und des elektrischen Druckreglers bei einem Sollsprung des Ausgangsdrucks von 0 auf 1 bar bei einem Eingangsdruck von 1.5 bar. Die Änderung des Sollwertes erfolgt zum Zeitpunkt t = 0.2 s. Während sich beim pneumatischen Druckregler zuerst der Steuerdruck aufbauen muss (Bild 7.20), ändert sich der hydraulische Ausgangsdruck beim elektrischen Druckregler unmittelbar. Dadurch ergeben sich Einschwingzeiten von 0.4 s beim pneumatischer Regler und ca. 0.1 s beim elektrischen Regler. Die hochdynamische Änderung des Ausgangsdrucks beim elektrischen Regler hat allerdings einen kurzfristigen Einbruch des Eingangsdrucks zur Folge. Für Anwendungen, welche dieses Verhalten nicht tolerieren, muss eine trägere Einschwingdynamik (wie im pneumatischen Fall) mittels Veränderung der Regelparameter realisiert werden.



feder: 7.9 N/mm der: 7.9 N/mm

Bild 7.19: Vergleich: Pneumatischer vs. elektrischer Regler, Sprung des Ausgangsdrucks von 0 auf 1 bar



Bild 7.20: Totzeit des Ausgangsdrucks beim pneumatischen Regler

Aktive Druckregelung

In der folgenden Untersuchung wird nach rund 10 s die aktive Druckregelung eingeschaltet. In Bild 7.21a und Bild 7.21d (Zoom) ist ersichtlich, dass die Restpulsationen im Ausgangsdruck nahezu verschwinden. Bild 7.21b zeigt den eingeprägten Strom. Während Letzterer im stromgeregelten Betrieb konstant ist, werden zur aktiven Druckregelung Strompulse mit der Frequenz der Druckpulsationen aufmoduliert. Dadurch erhöht sich der Ventilhub derart, dass die Restpulsationen nahezu eliminiert werden. In Bild 7.21c ist die geringe Zunahme des Ventilhubs ersichtlich.



Bild 7.21: Pulsationen des Eingangsdrucks mit Druckregelung

Das Verhalten des Ausgangsdrucks bei pulsierendem Eingangsdruck ist in Bild 7.22 mit hoher zeitlicher Auflösung dargestellt. Die kurzzeitigen Ausreisser im Ausgangsdruck resultieren aus der nicht vernachlässigbaren Massenträgheit des Läufers. Eingangsdruckänderungen werden zwar unmittelbar erkannt, die Änderung der Läuferposition dauert allerdings eine Zeitspanne von wenigen Millisekunden, welche kurzzeitige Schwankungen im Ausgangsdruck zulässt. Durch die Trägheit der zu regelnden Flüssigkeit spiegeln sich diese hochfrequenten Störungen im Ausgangsdruck allerdings nicht im Durchfluss wider.



Bild 7.22: Pulsationen des Eingangsdrucks (hohe zeitliche Auflösung)

In Bild 7.23 wird das Ausgangsdruckverhalten des pneumatischen und des elektrischen Druckreglers bei Pulsationen des Eingangsdrucks von 1 auf 2 bar verglichen (Sollausgangsdruck: 0.6 bar). Während beim pneumatischen Regler Restpulsationen von rund 30 mbar auftreten, bleibt der Ausgangsdruck beim elektrischen Regler mit Ausnahme der kurzzeitigen Ausreisser konstant.



Bild 7.23: Vergleich: Pneumatischer vs. elektrischer Regler, Ausgangsdruck bei Pulsationen des Eingangsdrucks von 1 auf 2 bar

Das Verhalten des Ausgangsdrucks bei langsam variierendem Eingangsdruck ist in Bild 7.24 dargestellt.



Bild 7.24: Vergleich: Pneumatischer vs. elektrischer Regler, Ausgangsdruck bei variablem Eingangsdruck von 1 bis 2.3 bar

Während beim pneumatischen Regler bei langsam variierendem Eingangsdruck der Ausgangsdruck gemäss Bild 7.24c ändert, bleibt er beim elektrischen Regler (Bild 7.24d) nahezu konstant.

Durchflussgeregelter Betrieb mit Aktivierung der Schliessfunktion

Nachfolgend wird der elektrische Druckregler im durchflussgeregelten Betrieb untersucht. Ausgehend vom Startwert (60 ml/min) wird der Solldurchfluss auf 200 ml/min erhöht. Anschliessend folgt zweimal die Aktivierung der Schliessfunktion und daraufhin die Änderung der Solldurchflussrate auf 300 ml/min. Dann wird der Eingangsdruck langsam variiert und schliesslich durch Pulsationen hochdynamisch geändert. In Bild 7.25a sind Ein- und Ausgangsdruck dargestellt, Bild 7.25b zeigt die Durchflussrate. Der Durchflussregler wurde so eingestellt, dass sich kein Überschwingen ergibt. Es zeigt sich, dass trotz langsam variierendem und hochdynamisch änderndem Eingangsdruck die Durchflussrate auf den gewünschten Wert geregelt wird. In Bild 7.25c ist der erforderliche Strom und in Bild 7.25d das entsprechende Positionssignal dargestellt.



Bild 7.25: Durchflussgeregelter Betrieb

Thermische Untersuchungen

Zur Bestimmung des thermischen Verhaltens wurden die Temperaturen an fünf Messpunkten aufgenommen (Bild 7.26). Zu Beginn erfolgte eine Mes-

sung bei Raumtemperatur (ca. 25 °C). Anschliessend wurde der Motor erwärmt und wieder abgekühlt. Der Vergleich der Messergebnisse mit den Simulationsresultaten und den Werten des Ersatzmodells runden diesen Abschnitt ab.



Messpunkte:

- 1 Wickelkörper / Läufer
- 2 Kühlkörper
- 3 Obere Spule (aussen)
- 4 Luft oben
- 5 Luft unten

Bild 7.26: Temperaturmesspunkte

Erwärmung

Der Motor wird während vier Stunden bei einer Verlustleistung von neun Watt erwärmt. Die gemessenen Temperaturkurven sind in Bild 7.27 dargestellt.



Bild 7.27: Erwärmung des Motors bei einer Verlustleistung von 9 Watt

Beim Wickel- und Kühlkörper sowie bei der oberen Spule ergibt sich ein Verzögerungsverhalten 1. Ordnung, welches gegeben ist durch:

$$\vartheta(t) = \vartheta(0) + \Delta \vartheta(\infty) (1 - e^{-t/\tau_{th}}) .$$
(7.1)

Dabei ist τ_{th} die thermische Zeitkonstante, welche anhand der Messergebnisse bei diesem Motor ungefähr 42 Minuten beträgt. Die Temperaturkurven der Luft zeigen ein anderes Verhalten, sie reagieren wesentlich langsamer und steigen länger an.

Abkühlung

In Bild 7.28 ist das Abkühlen des Linearmotors dargestellt. Hierbei zeigt sich das gleiche Verhalten wie bei der Erwärmung. Die Festkörpertemperaturen beginnen direkt abzusinken, währenddem bei den Lufttemperaturen zu Beginn wiederum eine kurze Verzögerung auftritt.



Bild 7.28: Abkühlung des Motors

Vergleich: Thermische Simulation und Messung

Abschliessend erfolgt ein Vergleich der Simulationsresultate bzw. der Ergebnisse des Ersatzmodells mit den Messungen. Hierfür wurde der Linearmotor über längere Zeit mit konstanten Strömen zwischen 0.1 und 1 A betrieben und jeweils der stationäre Endzustand an den oben definierten Punkten gemessen. Diese Ströme ergeben Verlustleistungen zwischen 0.142 und 14.2 Watt. Bild 7.29 zeigt die Messresultate für den Wickelkörper und den Kühlkörper sowie die mittels Simulation und Ersatzmodell berechneten Temperaturen. Links ist die maximale Temperatur im Wickelkörper, rechts die durchschnittliche Temperatur im Kühlkörper dargestellt. Die gemessene Kühlkörpertemperatur ist bei tiefen Verlustleistungen kleiner als die simulierte Temperatur und bei hohen Verlustleistungen in etwa gleich gross. Bei der maximalen Wickelkörpertemperatur stimmen Simulation und Messung für tiefe Verlustleistungen gut überein, währenddem bei hohen Verlustleistungen die gemessene Temperatur ca. fünf Grad Celsius über dem simulierten Wert liegt.



(a) Maximale Temperatur im Wickelkörper

(b) Durchschnittliche Temperatur im Kühlkörper

Bild 7.29: Vergleich der auftretenden Temperaturen bei verschiedenen Verlustleistungen

7.3 Gesamtsystem – Prototyp

Der untersuchte Gesamtsystem – Prototyp besteht aus einem Hauptflusszweig (deionisiertes Wasser) und zwei Teilflusszweigen (Chemikalien). Der resultierende Gesamtfluss ergibt sich durch zusammenführen des Hauptflusses und der Teilflüsse. Industrieseitig besteht die Anforderung, dass beim Mischprozess neben dem Gesamtfluss nur die benötigten Chemikalien und deren Mischverhältnisse vorgegeben werden sollen. Die Berechnung der einzelnen Durchflussraten sowie deren Regelung erfolgt im *in-situ mixing system*. Beim betrachteten Prototypen wurden die Mischverhältnisse gemäss Tabelle 7.1 bei zwei unterschiedlichen Gesamtdurchflussraten implementiert. TF 1 und TF2 stehen für die jeweiligen Teilflüsse, HF meint den Hauptfluss.

Gesamtdurchflussrate	Mischverhältnis	Resultierende Durch-
[ml/min]		flussraten [ml/min]
Gesamtdurchflussrate [ml/min] 1000		46. 5 (TF 1)
	1:2:40	23.2 (TF 2)
1000		930.3 (HF)
	1:2:200	9.8 (TF 1)
		4.9 (TF 2)
		985.3 (HF)
		93.0 (TF 1)
	1:2:40	46.5 (TF 2)
2000		860.5 (HF)
2000	1:2:200	19.8 (TF 1)
		9.8 (TF 2)
		970.4 (HF)

Tabelle 7.1: Resultierende Durchflussraten bei zwei verschiedenen Gesamtdurchflussraten und zwei unterschiedlichen Mischverhältnissen

In Bild 7.30a ist das entsprechende Durchflussprofil der Teilflüsse (TF1 und TF2) aufgetragen, während Bild 7.30b den totalen Durchfluss zeigt.



Bild 7.30: Durchflussregelung beim Gesamtsystem-Prototypen

Das Profil in Bild 7.30 wurde gemäss Tabelle 7.2 aufgenommen. GF bedeutet hierbei die Gesamtdurchflussrate, während MV für Mischverhältnis steht.

Zeitpunkt:	Beschreibung:
0 s	1000 ml/min (GF)
	1:2:40 (MV)
5 6	1000 ml/min (GF)
55	1:2:200 (MV)
12 s	2000 ml/min (GF)
	1:2:200 (MV)
22.5 s	2000 ml/min (GF)
	1:2:40 (MV)
22.5 g	1000 ml/min (GF)
52.5 S	1:2:40 (MV)
42 s	Abschalten des Systems (Schliessen
	sämtlicher Ventile, Sollwerte bleiben
	gespeichert)

Tabelle 7.2: Beschreibungen zum Durchflussprofil

7.4 Digitale Variante

7.4.1 Der Aufbau eines Prüfstandes zur digitalen Durchflussregelung

Der Prüfstand zur digitalen Durchflussregelung besteht aus folgenden Modulen:

- der Steuerungssoftware samt Bedienoberfläche
- den Sensoren samt Signalaufbereitung
- einer Magnetlagerpumpe BPS-3 samt Elektronik der Firma *Levitronix*[®] *GmbH* zur Generierung des erforderlichen Betriebsdruckes
- einem temperaturgeregelten Tank
- Durchflussregelelektronik mit Ventilansteuerung
- acht Auf-/Zu-Ventile
- einer hydraulischen Last





Bild 7.31: Struktur des Prüfstandes zur digitalen Durchflussregelung

Es gelten die gleichen allgemeinen Erläuterungen wie beim Prüfstand zur hochintegrierten Variante (siehe Abschnitt 7.1.1).

Die Magnetlagerpumpe BPS-3 generiert den erforderlichen hydraulischen Eingangsdruck, welcher mittels eines Absolutdrucksensors¹⁴ erfasst wird. Dieser Druck liegt eingangsseitig bei allen acht Durchflusszweigen an. Aufgrund der parallelen Anordnung und entsprechenden Dimensionierung der Durchflusszweige erzeugen diese bei unterschiedlichen Durchflussraten den gleichen Druckabfall. Die Messung dieser Druckdifferenz erfolgt mittels eines Differenzdrucksensors¹⁵. Die Erfassung der aktuellen Durchflussrate, welche als Ist-Signal dem Durchflussregler, und im Falle des Einbezuges der Pumpe zur Regelung auch der Pumpenelektronik zugeführt wird, geschieht mittels Ultraschalldurchflusssensor¹⁶.

Ausgangsseitig ist im System eine hydraulische Last eingebaut, welche einen vom Durchfluss abhängigen Druckabfall generiert. Diese fixe Last kann während dem Betrieb nicht verändert werden.

¹⁴ Absolutdrucktransmitter (Typ 691) der Firma Huba Control AG (*www.hubacontrol.ch*)

¹⁵ Differenzdrucktransmitter (Typ 692) der Firma Huba Control AG (*www.hubacontrol.ch*)

¹⁶ Ultraschalldurchflussmesser (Typ M2100-T3104-32-Z-003) der Firma Malema (*www.malema.com*)

7.4.2 Messungen und Resultate zur digitalen Durchflussregelung

Die Untersuchungen zur digitalen Variante der Durchflussregelung gliedern sich in folgende zwei Teile:

- Durchflussregelung ohne Einbezug der Pumpe (die Pumpe wird zur Generierung eines konstanten Eingangsdruckes eingesetzt)
- Durchflussregelung mit Einbezug der Pumpe (die Pumpendrehzahl wird zur Unterstützung des digitalen Durchflussregelsystems variiert)

Um reproduzierbare Verhältnisse und eine Vergleichsbasis zu schaffen, wurde für sämtliche Untersuchungen das Durchfluss-Sollwertprofil gemäss Bild 7.32 verwendet.



Bild 7.32: Sollwertprofil

7.4.2.1 Durchflussregelung ohne Einbezug der Pumpe

Die nachfolgenden Untersuchungen wurden jeweils mit konstantem Eingangsdruck (konstante Pumpendrehzahl) durchgeführt. Die Reglerauslegung erfolgte mittels Simulationen anhand eines Matlab/Simulink-Modells, welches durch Messungen am realen System identifiziert wurde. Falls nicht anders erwähnt, wurde mit einem Eingangsdruck von $p_1 = 1$ bar, acht Ventilen und einer Regelfrequenz von 2 Hz gearbeitet. Standard PI-Regler bedeutet, dass stets ein P- und ein I-Anteil des Reglers aktiv sind. Beim modifizierten PI-Regler ist der I-Anteil jeweils nur eingeschaltet, wenn sich der Istwert dem Sollwert nähert. Dadurch kann das unerwünschte Überschwingverhalten, bedingt durch *wind up* (Bild 7.33a, b), nahezu eliminiert werden (Bild 7.33c, d). Das Regelverhalten des modifizierten PI-Reglers bei Eingangsdruckänderungen ist grundsätzlich sehr robust. Sowohl bei einem Eingangsdruck von $p_1 = 0.7$ bar als auch bei 1.3 bar ergeben sich gute Resultate. Die hohen Durchflussraten in Bild 7.33e werden aufgrund des zu niedrigen Eingangsdruckes nicht erreicht. Es handelt sich hierbei folglich nicht um ein Problem des Durchflussreglers.

Aufgrund der Diskretisierung kann bei konstantem Eingangsdruck nicht jede beliebige Durchflussrate im Bereich von 0 – 1000 ml/min erreicht werden. Wenn statt acht Ventilen beispielsweise nur vier eingesetzt werden, resultiert ein grosser Diskretisierungsfehler. Durch die Wahl eines kleinen T_i -Wertes bleibt der Regelfehler stets vorhanden (Bild 7.34a), bei Verwendungen eines hohen T_i -Wertes (Bild 7.34b) schwingt der Istwert um den Sollwert, sodass im Mittel die gewünschte Durchflussrate, allerdings mit Pulsationen behaftet, erreicht wird.

Da die Regelstrecke im Allgemeinen gut bekannt ist, lassen sich zur Optimierung der Regeldynamik Feedforward-Parameter bestimmen. Diese Parameter sind für ein spezifisches Eingangsdruckniveau auszulegen (z. B. für 1 bar in Bild 7.34c), und können bei Kenntnis des Eingangsdruckes dynamisch angepasst werden. Da die Robustheit des digitalen Durchflussreglers mit Feedforward-Anteil ohne Kenntnis des Eingangsdruckes stark limitiert ist (Bild 7.34d, e), sollte in Anwendungen mit variablem Eingangsdruckniveau und fehlendem Drucksensor von diesem Lösungsansatz abgesehen werden.

Das Regelverhalten mit modifiziertem PI-Regler und einer Regelfrequenz von 4 Hz ist in Bild 7.34f dargestellt. Aufgrund der Trägheit des Systems bewirkt eine Erhöhung der Regelfrequenz von 2 auf 4 Hz keinen Gewinn an Regeldynamik.



Bild 7.33: Untersuchungen ohne Einbezug der Pumpe (Teil 1)



Bild 7.34: Untersuchungen ohne Einbezug der Pumpe (Teil 2)

7.4.2.2 Durchflussregelung mit Einbezug der Pumpe

Bei den folgenden Untersuchungen wird mittels Pumpendrehzahlregelung die Regelgüte des digitalen Durchflussregelsystems optimiert. Durch die Kombination von acht Durchflusszweigen und einer drehzahlregelbaren Pumpe ergibt sich das ideale Regelverhalten gemäss Bild 7.35a. Der zugehörige Verlauf des Eingangsdruckes ist in Bild 7.35b dargestellt. Der Hauptteil der Regelung wird hierbei durch die Vorsteuerung der Ventile realisiert. Die Pumpe ändert den Arbeitspunkt nur, wenn grosse Sollwertsprünge vorliegen.



Bild 7.35: Untersuchungen mit Einbezug der Pumpe (Teil 1)

Bild 7.35c zeigt das Regelverhalten bei 4 Ventilen. In Bild 7.35d ist ersichtlich, dass die Reduktion der Ventilzahl eine häufige Änderung der Pumpendrehzahl hervorruft.

Die Kombination des digitalen Durchflussreglers mit einer drehzahlregelbaren Pumpe ist nur sinnvoll, wenn die Ventile lediglich zur Realisierung des Feedforward-Anteils verwendet werden und die Durchflussregelung mittels der Pumpe erfolgt. Die Realisierung von zwei parallelen PI-Reglern ist kontraproduktiv und führt entweder zu Überschwingen (Bild 7.36a, b), wenn die Regler in die gleiche Richtung arbeiten, resp. im umgekehrten Fall zu einem trägen Einschwingverhalten.



zahlregelung

Bild 7.36: Untersuchungen mit Einbezug der Pumpe (Teil 2)

Die reine Drehzahlregelung ist aufgrund der hochdynamischen magnetgelagerten Pumpe effizient (Bild 7.36c, d), kann aber durch eine geschickte Wahl der Ventilvorsteuerung wesentlich verbessert werden (Bild 7.35a, b).

8 Zusammenfassung und Ausblick

8.1 Zusammenfassung und Ergebnisse der Arbeit

Das Ziel der vorliegenden Arbeit war, unter Einbezug eines mechatronischen Ansatzes ein zuverlässiges Durchfluss-Regelsystem zu entwickeln, welches die gestellten Anforderungen besser als bisherige Lösungen abdeckt. Insbesondere soll es möglich sein, Durchflüsse von wenigen ml/min zu regeln. Als Kernproblem wurde die Realisierung der Aktor-/Ventilfunktion behandelt. Dabei war zu klären, mit welchem Konzept die gestellten Anforderungen optimal erfüllt werden können.

Am Anwendungsgebiet der Halbleiterfertigung wurden die speziellen Anforderungen an Durchfluss-Regelgeräte für hochreine und aggressive Flüssigkeiten aufgezeigt und bestehende Lösungen diskutiert.

Im Rahmen dieser Arbeit wurden folgende drei neue, grundsätzlich verschiedene Konzepte zur Durchflussregelung erforscht:

- Hochintegrierte Variante mit Sensor-/ Aktorfunktion in einem Element
- Separierte Variante (Sensor-/ Aktorfunktion getrennt)
- Digitale Variante (mit/ohne drehzahlregelbare Pumpe)

Die hochintegrierte Variante basiert auf der Technologie des Durchflussmessers für kleine Durchflüsse, welche in der Dissertation von [Schr/04] erarbeitet wurde. Hierbei wird ein Schwebekörper, bestehend aus einem gekapselten Permanentmagneten, mittels einer umschliessenden, bestromten Spule axial in Position gehalten. Der gemessene Strom dient dabei direkt als Messgrösse für die zu berechnende Durchflussrate. Zur Realisierung der Ventilfunktion wird der Schwebekörper als Ventilkegel ausgeführt und über einen gewissen Hub positionsgeregelt. Das Messrohr dient hierbei als Ventilsitz. Aufgrund des gemessenen Spulenstromes und der erfassten Position kann direkt auf die Ist-Durchflussrate geschlossen und die für den gewünschten Soll-Durchfluss erforderliche Ventilposition entsprechend gestellt werden.

Bei der separierten Variante wurde eine neue Aktorkomponente untersucht. Der hydraulische Teil besteht aus einem Membrandruckregler ohne Hilfsenergie (*ROH*), welcher bislang pneumatisch oder manuell (mechanische

Vorspannung) angesteuert wurde. In dieser Arbeit entstand ein Konzept, welches eine elektrische Ansteuerung des Membrandruckreglers vorsieht. Die erforderliche Stellkraft wird hierbei von einem elektromagnetischen Direktantrieb aufgebracht, welcher optional von einer mechanischen Vorspannung unterstützt wird. Der wesentliche Vorteil dieser neuen Aktorkomponente liegt in der Kombination des robusten, selbstregelnden hydraulischen Druckreglers mit einem hochdynamischen elektromagnetischen Direktantrieb. Neben dem Vorteil, mit Membrandruckreglern sehr kleine Durchflussraten regeln zu können, wird auch bei pulsierendem Eingangsdruck eine hohe Regelgüte erreicht. Bei Anwendungen, welche über längere Zeit eine konstante Durchflussrate bei mässiger Genauigkeit fordern, kann ein gesteuert betriebener Druckregler verwendet werden. Bei hohen Anforderungen an die Genauigkeit sowie bei dynamisch ändernder Soll-Durchflussrate kann der Druckregler als Aktorkomponente in einem Durchflussregelsystem mit Durchflussmesser integriert werden. Als Durchflussmesser für hochreine und aggressive Flüssigkeiten eignen sich insbesondere Ultraschall- und Coriolis-Durchflusssensoren, wobei Letztere neben einer sehr hohen Messgenauigkeit auch extrem hohe Kosten aufweisen, und daher für die meisten Anwendungen unwirtschaftlich sind.

Das dritte untersuchte Konzept, die digitale Variante zur Durchflussregelung, basiert auf mehreren parallel angeordneten, zuschaltbaren Durchflusszweigen. Neben dem Regelsystem mit druckbehafteter Leitung (konstanter Eingangsdruck) wurde auch die Durchflussregelung mit integrierter, drehzahlregelbarer Pumpe (einstellbarer Eingangsdruck) analysiert.

Um die theoretischen Erkenntnisse zu untermauern, sind die drei untersuchten Varianten zur Durchflussregelung praktisch aufgebaut worden. Anhand von Messungen konnten die sowohl auf analytischen als auch auf numerischen (FEM) Ansätzen basierenden Berechnungen verifiziert werden. Die hochintegrierte Variante stellt sich hierbei zwar als theoretisch elegant, aber in der Praxis nahezu unbrauchbar heraus. Neben der beachtlichen Baugrösse, welche aufgrund der erforderlichen elektromagnetischen Kräfte unumgänglich ist, führen insbesondere Haftreibungseffekte und die erst bei relativ hoher Durchflussrate einsetzende Selbstzentrierung zu schlecht reproduzierbaren Kennlinien. Anhand des ersten Prototypen zur separierten Variante konnte die grundsätzliche Funktionstüchtigkeit des elektrisch betriebenen Membrandruckreglers nachgewiesen werden. Das kompakte Funktionsmuster sowie die intelligente Ausführung mit integrierter Schliessfunktion zeigen die Möglichkeiten dieser Variante sowohl in Bezug auf die realisierbare minimale Baugrösse als auch bezüglich erreichbarer Regelgüte auf. Die Messungen zur digitalen Variante ergeben unter Verwendung von acht Durchflusszweigen bei konstantem Eingangsdruck gute Ergebnisse. Wenn eine drehzahlregelbare Pumpe im System integriert wird, kann bereits mit wenigen Durchflusszweigen eine hohe Durchfluss-Regeldynamik bei sehr hoher Genauigkeit erreicht werden. Die Kombination von vorgesteuerten Durchflusszweigen zusammen mit einer Magnetlagerpumpe der Firma *Levitronix*[®] *GmbH* ermöglicht höchste Regeldynamik bei gleichzeitiger Erfülung der gestellten Anforderungen.

8.2 Ausblick

Die durch die realisierten Funktionsmuster der separierten und digitalen Variante gewonnenen Erfahrungen und Erkenntnisse ermutigen zu weiterführenden Untersuchungen.

Bei der separierten Variante sind für zukünftige industrielle Anwendungen insbesondere noch mechanische Aspekte zu klären, wie beispielsweise die Realisierung einer Vorspannung, welche einen nahezu reibungsfreien Betrieb erlaubt. Im Zuge weiterer Forschungsarbeiten sind auch detaillierte material- und fertigungstechnische Fragen zu klären. Der notwendige Kalibrierungsaufwand für die Erzielung sehr hoher Regelgüten mit dem intelligenten Druckregler ist zu analysieren und die Implementierung geeigneter Kalibrierungsroutinen zu erarbeiten.

Die digitale Variante ist für den industriellen Einsatz bezüglich Kompaktheit zu optimieren. Neben der Erfüllung dieser allgemein geforderten Bedingung birgt eine kompakte Bauweise den zusätzlichen Vorteil, durch die reduzierte Masse wesentlich an Durchfluss-Regeldynamik zu gewinnen. Bei Verwendung mehrerer Durchflusszweige in Kombination mit einer Magnetlagerpumpe ist eine Integration der Ventilansteuerungselektronik in den Pumpenkontroller sinnvoll.

Symbolverzeichnis

Formelzeichen

A	Querschnittsfläche
A_D	Querschnittsfläche des Kupferlackdrahtes
$A_{D,cu}$	Kupferquerschnitt des Kupferlackdrahtes
A_M	Mantelfläche
A_{Mem}	Membranfläche
A_R	Querschnittsfläche Ringspalt
A_S	Querschnittsfläche Schwebekörper
A_W	Wicklungsfläche
A_1	Rohrquerschnitt
A_2	Öffnungsquerschnitt des Drosselgerätes
а	Eigenbeschleunigung
a_z	Beschleunigung der Strömung in axialer Richtung
В	magnetische Induktion
B_r	Remanenzinduktion
B_0	Remanenzinduktion bei Permanentmagneten
С	Kapazität
C_{th}	thermische Kapazität
c_D	Durchflusskoeffizient
\mathcal{C}_{f}	Federsteifigkeit
C_m	massenspezifische Wärmekapazität
c_p	spezifische Wärmekapazität
c_V	ventilspezifischer Koeffizient, welcher den Durchfluss in
	US-Gallonen pro Minute bei einem Druckabfall von 1 psi
	angibt (in angloamerikanischen Ländern verbreitet)
c_{Vol}	volumenspezifische Wärmekapazität
c_W	Widerstandsbeiwert (abhängig von Geometrie und Rey-
	noldszahl)
D	Drahtdurchmesser
D_{cu}	Kupferdurchmesser eines Kupferlackdrahtes
D_K	Innendurchmesser des Konus
D_S	Durchmesser des Schwebekörpers
d	Rohrdurchmesser

d_{gr}	Grenzschichtdicke
d_I	Isolationsdicke
d_{sk}	Durchmesser des Staukörpers
d_W	Flüssigkeitsdämpfung
E_{Ko}	magnetische Koenergie
E^{*}_{Ko}	Koenergiedichte
е	Regeldifferenz
F_A	Auftriebskraft
F_c	Corioliskraft
F_f	Federkraft
F_G	Gewichtskraft
$F_{hydr,aus}$	durch den hydraulischen Ausgangsdruck auf die Anti-
	rebsmembran erzeugte Kraft
F_K	Kegelkraft
F_L	Lorentzkraft
F_M	Magnetische Kraft
F_{Mem}	Kraft auf Membran
F_m	Mittlere Antriebskraft
F_P	Druckkraft
F_Q	Flüssigkeitskraft
F_r	Viskositätskraft
$F_{r,turbulent}$	Viskositätskraft bei turbulenter Strömung
F_{rel}	Reluktanzkraft
F_t	Trägheitskraft
F_{visc}^{A}	Viskositätskraft aufgrund der Reibung an nach aussen
	benachbarten Flüssigkeitsteilchen
F_{visc}^{I}	Viskositätskraft aufgrund der Reibung an nach innen
	benachbarten Flüssigkeitsteilchen
Fvorspann	Vorspannkraft durch Ventilfeder
F_W	Kraft des strömenden Mediums auf den Schwebekörper
F_z	axiale Kraft
F^*	Volumenbezogene Kraftdichte
$F^*{}_m$	Volumenbezogene mittlere Kraftdichte
f	Frequenz
f_{cu}	Kupferfüllfaktor
$f_{d,r \" uck}$	Druckrückgewinnungsfaktor
f_Q	Kleinsignalflüssigkeitskraft

f_r	Rotationsfrequenz
f_{rey}	Reynoldszahlfaktor
f_{rohr}	Rohrleitungsgeometriefaktor
f_W	Wicklungsfüllfaktor
G(s)	Übertragungsfunktion der Regelstrecke
$G_F(s)$	gesamte Führungsübertragungsfunktion des Durchfluss-
	reglers
g	Gravitationskonstante = 9.81 m/s^2
Н	magnetische Feldstärke
H_{cB}	Koerzitivfeldstärke
Ι	Spulenstrom
I_W	Wicklungsstrom
J	Stromdichte
K_P	Proportionalbeiwert
K_{th}	Konstante bei der thermischen Durchflussmessung
K_{ul}	Konstante bei der Ultraschall-Durchflussmessung
k	Rohrrauhigkeit
k_i	Kraft-Strom-Konstante
k_V	ventilspezifischer Koeffizient, welcher dem Volumen-
	strom (in m ³ /h) von Wasser (5 bis 30 °C) bei einem
	Druckabfall von 1 bar entspricht
Δk_V	k_V -Wert-Änderung im Regelbetrieb
k_{VR}	kleinster k_V -Wert, welcher noch die Kennlinientoleranz
	einhält
k_{VS}	k_V -Wert bei Nennhub des Ventils
L	Induktivität
L_{ch}	charakteristische Länge
L_W	Induktivität einer Wicklung
l	Länge
т	Masse
m_S	Masse des Schwebekörpers
'n	Massestrom
n	Windungszahl
Р	Leistung
P_{heiz}	Heizleistung
P_V	gesamte Verlustleistung
P_{VHy}	Hystereverluste
P_{Vwi}	Wirbelstromverluste

Symbolverzeichnis

P_{VR}	Reibungsverluste
$P_{V\Omega}$	ohmsche Verlustleistung
р	Druck
Δp	Wirkdruck resp. Differenzdruck
Δp_K	Differenzdruck über den Kanälen
Δp_L	Differenzdruck über der Last
p_{dyn}	dynamischer Druck
$p_{hydr,ein}$	hydraulischer Eingangsdruck
$p_{hydr,aus}$	hydraulischer Ausgangsdruck
$\Delta p_{hydr,aus}$	Änderung des hydraulischen Ausgangsdruckes im Regel-
	betrieb
p_{soll}	Solldruck
p_{stat}	statischer Druck
p_V	Dampfdruck
p_1	Eingangsdruck
p_2	Ausgangsdruck
Q	Durchfluss
Q_{antr}	Güte des Antriebs
Q_K	durch Konvektion transportierte Wärmemenge
Q_m	Massedurchfluss
Q_{st}	durch Wärmestrahlung abgegebene Leistung
Q_v	Volumendurchfluss
Q_{Wl}	durch Wärmeleitung transportierte Wärmemenge
Q^*_{antr}	volumenbezogene Güte eines Antriebs
q	Kleinsignaldurchfluss
R	ohmscher Widerstand
R	konstanter Rohrradius
R_{EF}	thermischer Widerstand Elektronik/Flüssigkeit
R_{EG}	thermischer Widerstand Elektronik/Gehäuse
R_{ER}	thermischer Widerstand Elektronik/Rohr
R_{EU}	thermischer Widerstand Elektronik/Umgebung
R_{el}	elektrischer Widerstand
R_{GU}	thermischer Widerstand Gehäuse/Umgebung
R_K	thermischer Widerstand bei Konvektion
R_n	ohmscher Widerstand einer Spule mit n Windungen
R_{RF}	thermischer Widerstand Rohr/Flüssigkeit
R _{Spule}	ohmscher Gesamtwiderstand einer Spule
R _{str}	Strömungswiderstand

R_W	ohmscher Widerstand einer Wicklung
R_{Ws}	thermischer Widerstand bei Wärmestrahlung
R_λ	thermischer Widerstand bei Wärmeleitung
R_1	mittlerer ohmscher Widerstand einer Windung
$R_1(s)$	Übertragungsfunktion des Strom- und Positionsreglers
$R_2(s)$	Übertragungsfunktion des Durchflussreglers
r	Radius
Δr	Elementdicke
$r_{v,\max}$	Radius mit der höchsten Strömungsgeschwindigkeit
$r_{W,a}$	Radius Wicklungsaussenseite
$r_{W,i}$	Radius Wickungsinnenseite
r_{l}	Rohraussendurchmesser
r_2	Rohrinnendurchmesser
St	Strömungskennzahl, Strouhalzahl
S	Laplace-Variable
Т	Absoluttemperatur
ΔT	Temperaturdifferenz
T_d	Differentialbeiwert
T_e	elektrische Zeitkonstante
T_i	Integralbeiwert
T _{krit}	kritische Temperatur
T_{I}	Eintrittstemperatur
T_2	Austrittstemperatur
t	Zeit
t_1	Laufzeit mit dem Flüssigkeitsstrom
t_2	Laufzeit gegen den Flüssigkeitsstrom
U	Spannung
U_W	Spannung über einer Wicklung
U_{iW}	induzierte Spannung in einer Wicklung
U_{LW}	induktiver Spannungsabfall über einer Wicklung
U_{RW}	ohmscher Spannungsabfall über einer Wicklung
V	Volumen
V_S	Volumen des Schwebekörpers
V	Strömungsgeschwindigkeit
v_{bew}	Bewegungsgeschwindigkeit
v_m	mittlere Strömungsgeschwindigkeit
v_r	Radialgeschwindigkeit
\mathcal{V}_{S}	stationäre Strömungsgeschwindigkeit

\mathcal{V}_Z	Strömungsgeschwindigkeit in axialer Richtung
x	Federweg
x	Ventilhub
X_{vor}	Vorspannweg
У	Stellgrösse
Z	Auslenkung, Verschiebung
Δz	Länge eines Hohlzylinderelementes
α	Durchflusszahl
α_K	Wärmeübergangskoeffizient
З	Emissionsgrad
$\Delta \varphi$	Phasenverschiebung
κ	Ventilkombination
λ	Rohrreibungsbeiwert
λ_{Wl}	spezifische Wärmeleitfähigkeit
μ	dynamische Viskosität
μ_r	relative Permeabilität
μ_0	magnetische Feldkonstante im Vakuum
u	kinematische Viskosität (μ/ ho)
Θ	Durchflutung
$artheta_E$	Temperatur der Elektronik
ϑ_F	Temperatur der Flüssigkeit
$artheta_{FU}$	Temperaturdifferenz Flüssigkeit/Umgebung
\mathfrak{V}_G	Temperatur des Gehäuses
ϑ_R	Temperatur des Messrohres
$artheta_U$	Temperatur der Umgebung
ρ	Dichte
$ ho_{cu}$	spezifischer elektrischer Widerstand von Kupfer
$ ho_{el}$	elektrische Leitfähigkeit
$ ho_M$	Dichte des Mediums
$ ho_S$	Dichte des Körpers
$ ho_0$	Dichte von Wasser = 1000 kg/m^3
$ ho_{I}$	Dichte der zu normierenden Flüssigkeit
σ	Stefan-Boltzmann-Konstante
τ	Schubspannung
$ au_{th}$	thermische Zeitkonstante
ω	Drehgeschwindigkeit

Abkürzungen

A/D	Analog/Digital
BPS	Bearingless Pump System
BSM	Bearingless Motor
CMP	chemisch-mechanisches Polieren (engl. chemical me-
	chanical polishing/planarization)
D/A	Digital/Analog
DN	Nennweite
DSP	Digitaler Signalprozessor
FET	Field Effect Transistor
FKM	Fluorkautschuk
GF	Gesamtdurchflussrate
HF	Hauptdurchflussrate
LUI	<i>Levitronix</i> [®] User Interface
MB	Genauigkeitsangabe auf den Messbereich bezogen
MV	Mischverhältnis
MW	Genauigkeitsangabe auf den Messwert bezogen
NeFeB	Neodym-Eisen-Bor Seltenerdmagnet
P-Regler	Proportionalregler
PFA	Perfluoralkoxy-Copolymer
PI-Regler	Proportional-Integral-Regler
PID-Regler	Proportional-Integral-Differential-Regler
PLC	Powerline Communication-Technologie
PN	Nenndruck
PQR	Durchflussberechnungsverfahren mit Hilfsvariablen P, Q
DTEE	und K Deletetreflerenetlerler
PIFE	Polytetralluoretnyten
PVC	Polyvinylidenfluerid
	Polyvinyildeniuorid
	Pulswelleninodulation
Re	Reyholdszahl Degler ehre Hilfsenergie
	ston dondiciento acriello Schmittatello
K5-252	Standardisierte seriel Estarfa an
STI TE	Toildurahfluggrata
	Tendurchiussrate
XDS	Hardware-Debuggingtool

Symbolverzeichnis

Indizes

EL	elektrisch
max	Maximalwert
mes	Messwert
PE	Wechselwirkung permanentmagnetisch \leftrightarrow elektrisch
PM	permanentmagnetisch
pos	Position
ref	Referenzwert
soll	Sollwert

Konventionen

ż	zeitliche Ableitung 1. Ordnung (= $\frac{d}{d}$	$\frac{lx}{lt}$)
ÿ	zeitliche Ableitung 2. Ordnung (= $\frac{d}{d}$	$\left(\frac{t^2x}{dt^2}\right)$

Abbildungsverzeichnis

4
5
6
7
8
10
11
14
16
17
17
19
28
29
Ŕ
31
36
37
38
39
42
44
45
46
48
51
52
54
55
56
56

Bild 2.16:	Schema der Ventilansteuerung	57
Bild 3.1:	Axiale Kräfte am Schwebekörper bei vertikaler Montage im	
	stationären Zustand	59
Bild 3.2:	Laminare Strömungslinien (a) und entsprechendes	
	Geschwindigkeitsprofil (b) in einem geraden Rohr	62
Bild 3.3:	Turbulente Strömungslinien (a) und entsprechendes	
	Geschwindigkeitsprofil (b) in einem geraden Rohr	62
Bild 3.4:	Grenzschichtentstehung an einer querangeströmten ebenen	
	Platte	63
Bild 3.5:	Moody-Diagramm	66
Bild 3.6:	Kalibrierung einer Durchfluss-Messdüse	67
Bild 3.7:	Hohlzylinder	69
Bild 3.8:	Kräfte, welche auf ein Flüssigkeitsteilchen wirken	70
Bild 3.9:	Strömungsprofil in einem Hohlzylinder	74
Bild 3.10:	Strömungswiderstand bei laminarer und turbulenter Strömung	76
Bild 3.11:	Druck- und Strömungsverhältnisse im Durchflussregler bei	
	einer Durchflussrate von 200 ml/min	79
Bild 3.12:	Querschnitt der Antriebskonfiguration mit einem	
	Stabmagneten und einem Spulensegment	83
Bild 3.13:	Simulierter Kraftverlauf bei Variation der Spulenlänge und	
	einer konstanten Spulenhöhe von 30 mm	84
Bild 3.14:	Simulierter Kraftverlauf für einen 90 mm langen Stab-	
	magneten mit einer 90 mm langen und 30 mm hohen Spule	85
Bild 3.15:	Simulierter Kraftverlauf über Spulenhöhe	85
Bild 3.16:	Querschnitt der Antriebskonfiguration mit zwei Stabmagneten	
	und zwei Spulensegmenten	86
Bild 3.17:	Simulierter Kraftverlauf für zwei gegenpolarisiert angeordnete,	
	jeweils 45 mm lange Stabmagnete mit zwei unterschiedlich	
	bestromten, jeweils 45 mm langen und 30 mm hohen	
	Spulensegmenten	87
Bild 3.18:	Simulierter Kraftverlauf über Spulenhöhe	87
Bild 3.19:	Wicklung des Durchflussreglers im Querschnitt	89
Bild 3.20:	Elektrisches Ersatzschaltbild der Wicklung	90
Bild 3.21:	Thermisches Modell des hochintegrierten Durchflussreglers	93
Bild 3.22:	Explosionsdarstellung des hochintegrierten Durchflussreglers	95
Bild 3.23:	Reglerübersicht	97

Bild 3.24:	Kleinsignalersatzschaltbild der Regelstrecke mit Positions-
	und Stromregler
Bild 3.25:	Kleinsignalersatzschaltbild der gesamten kaskadierten
	Regelung
Bild 3.26:	Funktionsschema der Elektronik100
Bild 3.27:	Software-Konzept102
Bild 3.28:	Hallsensorsignale und Differenzsignal bei einem
	Sensorabstand von 20.5 mm
Bild 3.29:	Magnetisierung eines ungenügend axial magnetisierten106
Bild 3.30:	Positionssensorik mit 4 Hallsensoren107
Bild 3.31:	Absoluter Fehler der Positionsmessung in mm in
	Abhängigkeit des Stromes für vier untersuchte Positionen 107
Bild 3.32:	Ist-Strom und approximierter Strom über Referenzdurchfluss
	für verschiedene Ventilöffnungen
Bild 3.33:	Referenzdurchfluss und berechneter Durchfluss über Strom
	für verschiedene Ventilöffnungen111
Bild 3.34:	Ablauf der PQR-Durchflussberechnung112
Bild 3.35:	Durchflussfläche über Ist-Position x und Ist-Strom I113
Bild 3.36:	Ablauf der 3D-Durchflussberechnung114
Bild 3.37:	Referenzdurchfluss und berechneter Ist-Durchfluss in
	Abhängigkeit des Ist-Stroms für vier konstante Ventil-
	öffnungen114
Bild 3.38:	Unterteilung in drei Positionsbereiche116
Bild 3.39:	Unterteilung in sieben Positionsbereiche, um eine genauere
	Approximation zu erreichen117
Bild 4.1:	Axiale Kräfte bei vertikaler Montage im stationären Zustand119
Bild 4.2:	Querschnitt des Reglers ohne Hilfsenergie120
Bild 4.3:	Druckverhältnisse bei zwei verschiedenen Spaltbreiten und
	einer Durchflussrate von 450 ml/min122
Bild 4.4:	Querschnitt der untersuchten Antriebskonfigurationen125
Bild 4.5:	Grössen, welche bei den Simulationen zur Auslegung des
	Antriebs variiert werden
Bild 4.6:	Sim. Mittelkraft, sim. Reluktanzkraft und Spulenwiderstand für
	verschiedene Magnet-Eisen-Längen in Abhängigkeit der
	Spulendicke bei einem Magnetradius von 20 mm und zwei
	Magneten / zwei Spulensegmenten
Bild 4.7:	Sim. Mittelkraft, sim. Reluktanzkraft und Spulenwiderstand für
	verschiedene Magnet-Eisen-Längen in Abhängigkeit der

	Spulendicke bei einem Magnetradius von 17 mm und drei	
	Magneten / drei Spulensegmenten	128
Bild 4.8:	Simulierte Mittelkraft und simulierte Reluktanzkraft in	
	Abhängigkeit des Magnet-Eisen-Verhältnisses	130
Bild 4.9:	Simulierte Mittelkraft, simulierte Mittelkraftdichte und	
	simulierte Reluktanzkraft in Abhängigkeit der Rückschluss-	
	dicke	130
Bild 4.10:	Simulierte Mittelkraft und simulierte Reluktanzkraft des	
	optimierten Motors in Abhängigkeit der Position	131
Bild 4.11:	Sim. Mittelkraft und sim. Reluktanzkraft des optimierten	
	Motors in Abhängigkeit der Position für verschiedene	
	Magnettemperaturen	132
Bild 4.12:	Positionsabweichung bei verschiedener Anzahl	
	Hallsensorpaare	133
Bild 4.13:	Simulierte Temperaturverteilung innerhalb des Aktors und in	
	der Luft ohne Kühlkörper bei einer Verlustleistung von	
	16 Watt	140
Bild 4.14:	Auftretende (simulierte) Temperaturen bei verschiedener	
	Anzahl Finnen und einer Verlustleistung von 16 Watt	142
Bild 4 15°	Auftretende (simulierte) Temperaturen bei verschiedenen	
	Finnenlängen und einer Verlustleistung von 16 Watt	
	(36 Finnen)	143
Bild 4 16°	Simulierte Temperaturverteilung innerhalb des Aktors und in	1 10
Dii u 1.10.	der Luft mit Kühlkörper bei einer Verlustleistung von 16 Watt	145
Bild 4 17 ·	Auftretende (simulierte) Temperaturen bei verschiedenen	1 10
Dir u 1.17.	Kräften	147
Bild 4 18.	Auftretende (sim) Temperaturen bei verschiedenen	11/
Dil u 1.10.	Leistungen	147
Bild 4 19.	Thermisches Frsatzschalthild des Aktors	151
Bild 4 20.	Explosionsdarstellung der Aktorkomponente	156
Bild 5 1°	Schematischer Aufhau und wirkende Drücke im digitalen	150
Diff J.1.	Durchflussregelsystem	161
Bild 5 $2 \cdot$	Regelstruktur des digitalen Durchflussreglers ohne Pumpe im	101
Diffa <i>J</i> .2.	System	166
Bild 5 3.	Regelstruktur des digitalen Durchflussreglers mit	100
Dilu 3.3.	drehzahlregelharer Pumpe im System	167
Bild 5 1.	Materialwahl für aggressive Medien (digitale	10/
DIN J.4.	Durchflussregelung)	160
		109
Bild 6.1:	Querschnitt des hochintegrierten Durchflussreglers für hohe	
------------	---	----
	Durchflussraten1	71
Bild 6.2:	Hochintegrierter Durchflussregler für hohe Durchflussraten1	73
Bild 6.3:	Hochintegrierter Durchflussregler für niedrige	
	Durchflussraten	73
Bild 6.4:	Erstes Funktionsmuster (separierte Variante)1	75
Bild 6.5:	Ansicht des Linearmotors1	77
Bild 6.6:	Läufer, Wickelkörper und gesamter Druckregler1	77
Bild 6.7:	Analoge Elektronik zum kompakten Funktionsmuster	
	(Abmessungen in mm: L55xB33)1	78
Bild 6.8:	Ansicht des realisierten Linearmotors (ohne/mit Kühlkörper)1	79
Bild 6.9:	Läufer, Wickelkörper und gesamter Druckregler1	79
Bild 6.10:	Digitale Elektronik zum intelligenten Funktionsmuster	
	(Abmessungen in mm: L88xB46)1	81
Bild 6.11:	Schema des Mischsystems mit zwei Teilflüssen1	81
Bild 6.12:	Aufbau des Gesamtsystem-Prototypen1	83
Bild 6.13:	Gesamtstruktur des Mischsystems1	83
Bild 6.14:	Print des Busmoduls	84
Bild 6.15:	Print des digital/analogen I/O-Moduls1	84
Bild 6.16:	Gesamtsystem – Aufbau1	85
Bild 6.17:	Durchflusszweige	85
Bild 6.18:	Regel- und Ventilansteuerungselektronik1	86
Bild 7.1:	Struktur des Durchflussregler-Prüfstandes1	88
Bild 7.2:	Kennlinien mit ausgewählter Bezifferung bei verschiedenen	
	Ventilpositionen ($T_{H_2O} = 40$ °C)	89
Bild 7 3.	Reproduzierbarkeit bei verschiedenen Ventilnositionen	
DIIU / .3.	$(T_{\rm e} = 40 ^{\circ}{\rm C})$	00
	$(I_{H_2O} - 40 \text{ C})$	90
Bild 7.4:	Kennlinien bei verschiedenen Temperaturen (Medium: H ₂ O)1	90
Bild 7.5:	Kennlinien beim Auftreten von Haftreibung1	91
Bild 7.6:	Zentrierung des Schwebekörpers1	92
Bild 7.7:	Fehlerrate der verschiedenen Durchflussberechnungsverfahren 1	92
Bild 7.8:	Abweichungen des Ist-Durchflusses vom Soll-Durchfluss1	93
Bild 7.9:	Struktur des Druckregler-Prüfstandes1	94
Bild 7.10:	Hysterese1	96
Bild 7.11:	Druckpulsationen1	96
Bild 7.12:	Änderung des Ausgangsdruckes bei variierendem	
	Eingangsdruck	97

Bild 7.13: Hysterese bei 1 bar Eingangsdruck	. 198
Bild 7.14: Druckpulsationen $1 - 2$ bar	. 198
Bild 7.15: Änderung des Ausgangsdruckes bei variierendem	
Eingangsdruck	. 199
Bild 7.16: Vergleich: Pneumatischer vs. elektrischer Regler, Sprung des	
Ausgangsdrucks von 0 auf 1 bar	200
Bild 7.17: Pulsationen des Eingangsdrucks im gesteuerten Betrieb	201
Bild 7.18: Vergleich: Pneumatischer vs. elektrischer Regler mit jeweils	
zwei unterschiedlichen Vorspannfedern, Steuergrösse über	
Ausgangsdruck bei konstantem Eingangsdruck von 1 bar	202
Bild 7.19: Vergleich: Pneumatischer vs. elektrischer Regler, Sprung des	
Ausgangsdrucks von 0 auf 1 bar	203
Bild 7.20: Totzeit des Ausgangsdrucks beim pneumatischen Regler	203
Bild 7.21: Pulsationen des Eingangsdrucks mit Druckregelung	204
Bild 7.22: Pulsationen des Eingangsdrucks (hohe zeitliche Auflösung)	205
Bild 7.23: Vergleich: Pneumatischer vs. elektrischer Regler,	
Ausgangsdruck bei Pulsationen des Eingangsdrucks von	
1 auf 2 bar	205
Bild 7.24: Vergleich: Pneumatischer vs. elektrischer Regler, Ausgangs-	
druck bei variablem Eingangsdruck von 1 bis 2.3 bar	206
Bild 7.25: Durchflussgeregelter Betrieb	207
Bild 7.26: Temperaturmesspunkte	208
Bild 7.27: Erwärmung des Motors bei einer Verlustleistung von 9 Watt	208
Bild 7.28: Abkühlung des Motors	209
Bild 7.29: Vergleich der auftretenden Temperaturen bei verschiedenen	
Verlustleistungen	210
Bild 7.30: Durchflussregelung beim Gesamtsystem-Prototypen	211
Bild 7.31: Struktur des Prüfstandes zur digitalen Durchflussregelung	213
Bild 7.32: Sollwertprofil	214
Bild 7.33: Untersuchungen ohne Einbezug der Pumpe (Teil 1)	216
Bild 7.34: Untersuchungen ohne Einbezug der Pumpe (Teil 2)	217
Bild 7.35: Untersuchungen mit Einbezug der Pumpe (Teil 1)	218
Bild 7.36: Untersuchungen mit Einbezug der Pumpe (Teil 2)	219

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1.1:	Eigenschaften von hochreinen Durchflussmessern in der
	Halbleiterindustrie [Sund/01, NT/05, Male/05, Futu/04,
	McMi/04, Broo/02]
Tabelle 1.2:	Ventilbauformenvergleich; Bewertung von gut (+), über
	mittel(0) bis weniger gut geeignet (-) [Herb/04]23
Tabelle 2.1:	Analoge und digitale Signalauswertung
Tabelle 3.1:	Realisierte Konfiguration der hochintegrierten Variante88
Tabelle 3.2:	Abtastungs- und Regelfrequenzen
Tabelle 4.1:	Berechnung und Wachstumsverhalten betrachteter Grössen 123
Tabelle 4.2:	Grössen, welche bei den Simulationen zur Optimierung
	der Anzahl Magnete/Spulen variiert werden
Tabelle 4.3:	Setups, welche bei der Optimierung betrachtet werden129
Tabelle 4.4:	Abhängigkeit der Positionsgüte von der Anzahl
	verwendeter Hallsensorpaare
Tabelle 4.5:	Wärmeleitfähigkeiten verschiedener Materialien134
Tabelle 4.6:	Emissionsgrade verschiedener Materialien
Tabelle 4.7:	Maximale (simulierte) Temperaturen einiger Aktorteile
	ohne Kühlkörper bei einer Verlustleistung von 16 Watt138
Tabelle 4.8:	Durchschnittliche (simulierte) Temperaturen einiger
	Aktorteile ohne Kühlkörper bei einer Verlustleistung von
	16 Watt
Tabelle 4.9:	Maximale (simulierte) Temperaturen einiger Aktorteile
	mit Kühlkörper bei einer Verlustleistung von 16 Watt144
Tabelle 4.10:	Durchschnittliche (simulierte) Temperaturen einiger Aktor-
	teile mit Kühlkörper bei einer Verlustleistung von 16 Watt.144
Tabelle 4.11:	Zusammenhang zwischen Kraft und Verlustleistung
Tabelle 4.12:	Äquivalenz zwischen elektrischen und thermischen
	Grössen
Tabelle 4.13:	Einige (berechnete) Temperaturen im Ersatzmodell ohne
	Kühlkörper bei einer Verlustleistung von 16 Watt152
Tabelle 4.14:	Einige (berechnete) Temperaturen im Ersatzmodell mit
	Kühlkörper bei einer Verlustleistung von 16 Watt152

Tabelle 4.15:	Einige (berechnete) Temp. im Ersatzmodell ohne	
	Kühlkörper bei doppelter Wärmeleitfähigkeit der Luft	
	und einer Verlustleist. von 16 Watt	. 153
Tabelle 4.16:	Einige (berechnete) Temp. im Ersatzmodell mit	
	Kühlkörper bei doppelter Wärmeleitfähigkeit der Luft	
	und einer Verlustleistung von 16 Watt	. 154
Tabelle 4.17:	Einige (berechnete) Temperaturen im Ersatzmodell mit	
	Kühlkörper bei um die Hälfe reduziertem Wärme-	
	übergangskoeffizienten des Kühlkörpers und einer	
	Verlustleistung von 16 Watt	. 155
Tabelle 4.18:	Daten der untersuchten Ultraschall-Durchflusssensoren	. 158
Tabelle 5.1:	Diskretisierungsschritte bei verschiedenen Ventilzahlen	. 166
Tabelle 6.1:	Daten des hochintegrierten Funktionsmusters für hohe	
	Durchflussraten	. 172
Tabelle 6.2:	Daten des hochintegrierten Durchflussreglers für niedrige	
	Durchflussraten	. 174
Tabelle 6.3:	Daten des ersten Funktionsmusters (separierte Variante)	. 176
Tabelle 6.4:	Daten des kompakten Funktionsmusters (separierte	
	Variante)	. 178
Tabelle 6.5:	Daten des intelligenten Funktionsmusters (separierte	
	Variante)	. 180
Tabelle 6.6:	Daten des Gesamtsystem-Prototypen	. 182
Tabelle 6.7:	Daten des Busmoduls	. 184
Tabelle 6.8:	Daten des digital/analogen I/O-Moduls	. 184
Tabelle 6.9:	Daten zum digitalen Durchflussregelsystem	. 186
Tabelle 7.1:	Resultierende Durchflussraten bei zwei verschiedenen	
	Gesamtdurchflussraten und zwei unterschiedlichen	
	Mischverhältnissen	. 211
Tabelle 7.2:	Beschreibungen zum Durchflussprofil	. 212

Literaturverzeichnis

[Ausd/04]	D. AUSDERAU: <i>Polysolenoid-Linearantrieb mit genutetem Stator</i> . Dissertati- on ETH Zürich Nr. 15498; Zürich, 2004
[Bara/89]	W. BARAN: <i>Magnetische Kreise und ihre Berechnung</i> . Feinwerktechnik & Messtechnik 97, 1989
[Barl/98]	N. BARLETTA: <i>Der lagerlose Scheibenmotor</i> . Dissertation ETH Zürich Nr. 12870; Zürich, 1998
[Bösw/95]	L. BÖSWIRTH: <i>Technische Strömungslehre</i> . 2. Auflage, Vieweg, ISBN 3- 528-14925-6, 1995
[Boma/05]	BOMATEC AG: Seltenerd-Magnete. Firmenschrift; Höri, 2005
[Broo/02]	BROOKS INSTRUMENT: Brooks [®] QUANTIM [®] CMP Fluid Flow Control for Chemical Mechanical Polishing Processes. Firmenschrift; USA, 2002
[Delf/01]	F. DELFINO: Some Numerical Aspects in Electrodynamics of Magnetic Materials. International Compumag Society – Newsletter, Vol.8 No.3, 2001
[DIN/98]	DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E.V.: Durchflussmessung von Fluiden in geschlossenen Leitungen mit Drosselgeräten. 2. Auflage, Beuth Verlag GmbH; Berlin Wien Zürich, 1998
[Doug/95]	J. F. DOUGLAS, J. M. GASIOREK, J. A. SWAFFIELD: <i>Fluid Mechanics</i> . Third edition, Longman Singapore Pub- lishers (Pte) Ltd; Singapore, 1995

[Endr/03]	ENDRESS + HAUSER: <i>Durchfluss Handbuch</i> . 4. Auflage, ISBN 3-9520220-3-9; Reinach/BL, 2003
[Fisc/92]	R. FISCHER: <i>Elektrische Maschinen</i> . Carl Hanser Verlag; München Wien, 1992
[Futu/04]	FUTURESTAR: <i>Fluid Control and Monitoring Products</i> . Firmenschrift; USA, 2004
[Gott/62]	G. GOTTER: <i>Erwärmung und Kühlung elektrischer Maschinen</i> . Springer Verlag; Heidelberg, 1962
[Hahn/02]	J. HAHN: Sensorlose Bestimmung der Prozessgrössen magnetisch ge- lagerter Blutpumpen. Dissertation ETH Zürich Nr. 14563; Zürich, 2002
[Herb/04]	R. HERBICH: Stellventile (Band 1 aus der atp-Buchreihe "Praxiswissen kompakt"). Oldenbourg Industrieverlag GmbH; München, 2004
[Hitz/98]	M. HITZ: Beiträge zur Untersuchung und Auslegung eines Polysole- noidantriebs. Dissertation ETH Zürich Nr. 12735; Zürich, 1998
[Info/03]	THE INFORMATION NETWORK: CMP Technology: Competition, Products, Markets, 2003
[Male/05]	MALEMA: Flow Sensors. Firmenschrift; USA, 2005
[McMi/04]	MCMILLAN COMPANY: <i>Flow Products for Ultra-High-Purity (UHP) Applications</i> . Firmenschrift; USA, 2004
[NT/05]	NT INTERNATIONAL: <i>Measurement Solutions for High Purity Chemicals</i> . Firmen- schrift; USA, 2005

[Schm/02]	K. SCHMID: <i>Hochdynamische elektrische Antriebe für Greifer</i> . Dissertati- on ETH Zürich Nr. 14592; Zürich, 2002
[Schr/04]	D. SCHRAG: Durchflussmesser für hochreine und aggressive Flüssigkei- ten. Dissertation ETH Zürich Nr. 15730; Zürich, 2004
[SMC/05]	SMC 2/2-Wege-Elektromagnetventil. Firmenschrift; Weisslingen, 2005
[Stol/00]	D. STOLL: Permeation Test Report at EMPA Test Laboratories, 2000
[Syma/04]	SYMALIT AG: Chemische Widerstandsfähigkeit von Symalit Fluorkunst- stoffprodukten. Firmenschrift; Lenzburg, 2004
[Sund/01]	W. E. SUND, BROOKS INSTRUMENT: Liquid Flow Control Challenges in the Semiconductor Indus- try. Semiconductor Fabtech; USA, 2001
[TFM/01]	DYNEON: <i>Modified granular PTFE for molding and ram extrusion</i> . Firmenschrift; USA, 2001
[Thom/84]	H. H. THOMANN <i>Strömungslehre I.</i> Manuskript zur gleichnamigen Vorlesung an der ETH Zürich, AMIV-Verlag; Zürich, 1984
[Thom/86]	H. H. THOMANN <i>Strömungslehre II.</i> Manuskript zur gleichnamigen Vorlesung an der ETH Zürich, AMIV-Verlag; Zürich, 1986
[VDI/02]	VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE, VDI-GESELLSCHAFT VER- FAHRENSTECHNIK UND CHEMIEINGENIEURWESEN (GVC) <i>VDI-Wärmeatlas: Berechnungsblätter für den Wärmeüber-</i> <i>gang.</i> 9. Auflage, Springer Verlag; Berlin Heidelberg New York, 2002

Lebenslauf

Personalien

Name:	Häfliger
Vorname:	Mario
Geburtsdatum:	10. März 1977
Geburtsort:	Muri/AG
Heimatort:	Schenkon/LU
Zivilstand:	Ledig
Eltern:	Annamarie Häfliger - Kramer
	Erwin Häfliger

Ausbildung

1984 - 1989	Primarschule in Villmergen/AG
1989 - 1993	Bezirksschule in Wohlen/AG
1993 - 1997	Kantonsschule in Wohlen/AG
1997 - 2003	Studium der Elektrotechnik, ETH Zürich

Berufstätigkeit

2000/2001	Praktikum bei ABB Industrie AG, Baden - Dätt-
	wil
2003 - 2006	Assistent an der Professur für Leistungselektro-
	nik und Messtechnik, Fachgruppe Antriebs- und
	Magnetlagertechnik (LEM-AMT), ETH Zürich