

Institut für Konstruktionstechnik
und Technisches Design
Universität Stuttgart
Prof. Dr.-Ing. H. Binz

Hans-Jörg Dennig

Entwicklung einer schnell schaltenden Bremsen und Kupplung für Linearbeweg- ungen zum Überlastschutz in Werkzeug- maschinen

Bericht Nr. 566

Entwicklung einer schnell schaltenden Bremse und Kupplung für Linearbewegungen zum Überlastschutz in Werkzeugmaschinen

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

vorgelegt von
Dipl.-Ing. Hans-Jörg Dennig
geboren in Pforzheim

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. Hansgeorg Binz
Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. Wolfgang Schinköthe

Tag der Einreichung: 28.01.2009
Tag der mündlichen Prüfung: 17.06.2009

Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design
Universität Stuttgart

2009

D93

ISBN-13: 978-3-922823-71-1

Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design

Prof. Dr.-Ing. Hansgeorg Binz

Universität Stuttgart

Pfaffenwaldring 9

D-70569 Stuttgart

Telefon +49 (0)711 685-66055

Telefax: +49 (0)711 685-66219

E-Mail: mail@iktd.uni-stuttgart.de

Vorwort

Diese Arbeit entstand während meiner Tätigkeit am Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design (IKTD) der Universität Stuttgart. Sie ist zum Teil das Ergebnis des Innonet-Forschungsprojekts Kobasis (kontakterkennungs-basiertes Überlastsicherungssystem für Werkzeugmaschinen mit Spindelmutter-Antrieben), das zusammen mit dem Werkzeugmaschinenlabor (WZL) der RWTH Aachen durchgeführt wurde. Mein Dank gilt deshalb dem Projektträger VDI-VDE-IT GmbH (BMW) sowie den Kooperationspartnern für die Finanzierung und Unterstützung des Projekts.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Hansgeorg Binz für die Betreuung der vorliegenden Arbeit. Sein mir entgegengebrachtes und großzügiges Vertrauen haben entscheidend zum Gelingen dieser Dissertation beigetragen. Zudem danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Wolfgang Schinköthe für die kritische Durchsicht des Manuskripts und die Übernahme des Mitberichts.

Für die unzähligen, fachlich-kritischen Diskussionen danke ich den Herren Diplom-Ingenieuren Matthias Bachmann, Martin Blacha und besonders Markus Wagner, der mir mit seiner entgegengebrachten Freundschaft und seiner ruhigen, gewissenhaften und kollegialen Art das Arbeiten am IKTD sehr erleichterte. Ähnliches gilt für Herrn Dipl.-Ing. Alexander Müller für die höchst angenehmen Gespräche vor allem außerhalb des universitären Umfelds.

Einen weiteren wesentlichen Beitrag zu dieser Arbeit leisteten die vielen wissenschaftlichen Hilfskräfte, Studien- und Diplomarbeiter sowie die Institutswerkstatt, stellvertretend durch Herrn Jochen Ziegler, für die stets umklompizierte und schnelle Unterstützung beim Bau der Prototypen und Durchführung der Versuche. Ihnen bin ich ebenso zu Dank verpflichtet, wie den vielen anderen Kollegen am IKTD, die durch die stets freundschaftliche Atmosphäre zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben. Hervorzuheben sind hierbei Herr Dr.-Ing. Josef Göbel und Frau Jutta Alderath, die mich in organisatorischen Angelegenheiten während der Zeit am IKTD sowie während des Promotionsverfahrens unterstützten.

Ausgesprochen große Dankbarkeit gilt meiner Partnerin Simone Holl und nicht zuletzt all meinen Freunden, die immer an mich geglaubt haben und mir so den nötigen Rückhalt für diese Arbeit gaben.

Den entscheidenden Einfluss zum Gelingen dieser Arbeit leisteten meine Eltern, die mir jeher alle Freiheiten gewähren ließen und somit mir erst diesen Weg ermöglichten. Ihnen verdanke ich sehr viel.

Zürich, September 2009

Hans-Jörg Dennig

Inhaltsverzeichnis

Bezeichnungen und Einheiten	VII
Abstract.....	XIII
1 Einleitung und Zielsetzung.....	1
2 Stand der Technik und Forschung	7
2.1 Überlastsicherungssysteme	7
2.1.1 Mechanische Überlastsicherungssysteme	8
2.1.1.1 Momentbetätigte Überlastsicherungssysteme	9
2.1.1.2 Lineare Kraftbegrenzer	14
2.1.2 Elektronische Überlastsicherungssysteme	16
2.1.2.1 Sensorlose Verfahren	16
2.1.2.2 Sensorarme und sensorbasierte Verfahren	17
2.2 Aachener Modell zur schnellen Kontakterkennung und -verarbeitung.....	18
2.3 Defizite und Folgerungen für diese Arbeit.....	19
3 Planen und Klären der Aufgabe.....	21
3.1 Konkretisierung der Aufgabenstellung	21
3.2 Anforderungen	22
3.2.1 Anforderungen an die Kupplung.....	23
3.2.1.1 Grundlagen über Kugelgewindetriebe.....	24
3.2.1.2 Kopplungsprinzip	27
3.2.1.3 Steifigkeitsanforderungen	29
3.2.2 Anforderungen an das Bremssystem	32
4 Linearbremsen	37
4.1 Mechanisch betätigte Linearbremsen	37
4.2 Pneumatisch betätigte Linearbremsen.....	38
4.3 Hydraulisch betätigte Linearbremsen.....	39
4.4 Elektromagnetische Linearbremsen.....	39
4.5 Defizite linearer Bremssysteme	40
5 Schnell schaltende Aktoren	41
5.1 Hubmagnet	42
5.2 Linearer Direktantrieb	43
5.3 Fluidenergie-Aktoren.....	44
5.4 Piezoaktoren.....	48
5.4.1 Grundlagen.....	48
5.4.2 Eigenschaften.....	49
5.4.3 Bauformen und Auslegung	49

5.4.4	Physikalische Eigenschaften / Grundlagen.....	50
5.5	Pyrotechnische Aktoren	51
5.6	Formgedächtnislegierungen.....	52
5.7	Defizite bisheriger schnell schaltender Aktoren	53
6	Methodische Lösungssuche	55
6.1	Funktionsstruktur.....	56
6.2	Suche nach geeigneten Wirkprinzipien für Bremse und Kupplung	56
6.2.1	Konzeptvarianten Bremse	60
6.2.1.1	Bremsvariante 1	61
6.2.1.2	Bremsvariante 2	62
6.2.1.3	Bremsvariante 3	63
6.2.1.4	Bremsvariante 4	64
6.2.1.5	Bremsvariante 5	64
6.2.1.6	Bremsvariante 6	65
6.2.2	Bewerten der Bremsvarianten	65
6.2.3	Konzeptvarianten Kupplung.....	66
6.2.3.1	Kupplungsvariante 1	67
6.2.3.2	Kupplungsvariante 2	68
6.2.3.3	Kupplungsvariante 3	68
6.2.3.4	Kupplungsvariante 4	68
6.2.3.5	Kupplungsvariante 5	69
6.2.4	Bewerten der Kupplungsvarianten.....	69
6.3	Suche nach geeigneten Wirkprinzipien für die schnell schaltende Aktorik.....	70
6.3.1	Ventileinheit	70
6.3.2	Betätigungseinheit	72
6.3.3	Konzeptvarianten für die Ventilaktorik	76
6.3.3.1	Aktorvariante 1	76
6.3.3.2	Aktorvariante 2	77
6.3.3.3	Aktorvariante 3	78
6.4	Gesamtaufbau	78
7	Entwicklung des Bremssystems.....	79
7.1	Aufbau und Funktionsweise	79
7.2	Kräfteverhältnisse	81
7.3	Entleerzeiten	83
8	Entwicklung des Kupplungssystems	87
8.1	Funktionsweise und theoretische Grundlagen der Kupplung	87

8.1.1	Gesamtsteifigkeit des Spindel-Mutter-Systems	88
8.1.2	Auftretende Kräfteverhältnisse und erforderlicher Hydraulikdruck.....	90
8.2	Finite-Element-Untersuchung	92
8.2.1	Netzaufbau und Randbedingungen.....	92
8.2.2	Spannungsverlauf an Klemm- und Gegenhülse	93
8.2.3	Normalkraft und Haftreibzone.....	94
8.2.4	Verschiebung in Axialrichtung	96
8.2.5	Fazit.....	97
9	Entwicklung des Ventils	99
9.1	Hubmagnetventil.....	99
9.1.1	Ventileinheit.....	100
9.1.1.1	Nenngröße	100
9.1.1.2	Stellkraft	101
9.1.1.3	Prototyp.....	102
9.1.2	Hubmagnetaktorik	104
9.2	Piezoventil	107
9.3	Überlastsicherungsventil.....	115
10	Experimentelle Untersuchungen	117
10.1	Schaltzeitmessungen von Piezo- und Hubmagnetaktorik.....	118
10.1.1	Hubmagnetaktorik	118
10.1.2	Piezoaktorik.....	119
10.2	Bremskraftmessung	120
10.3	Reaktionszeit der Bremse.....	120
10.4	Steifigkeitsmessungen.....	125
10.5	Reaktionszeit der Kupplung	130
10.6	Experimentelle Untersuchungen des Gesamtsystems.....	131
10.6.1	Ermittlung des Gesamtbremswegs bei $v_0 = 10 \text{ m/min}$	135
10.6.2	Ermittlung der Kollisionskraft bei $v_0 = 10 \text{ m/min}$	136
10.6.3	Steifigkeit der Werkzeugmaschine in x-Achsenrichtung	138
10.7	Diskussion der Ergebnisse	139
11	Zusammenfassung	141
12	Ausblick	145
	Literatur	149

Bezeichnungen und Einheiten

Abkürzungen

EAS-axial	Linearer Kraftbegrenzer der Fa. Chr. Mayr GmbH & Co. Kg.
ED	Einschaltdauer Hubmagnet
FE	Finite Elemente
FEM	Finite Elemente Methode
FGL	Formgedächtnislegierung
Kobasis	Kontakterkennungs-basiertes Überlastsicherungssystem für Werkzeugmaschinen mit Spindelmutter-Antrieben
LVPZT	Low Volt Plumbum Zirkonat Titanat
NG	Nenngröße
TCP	Tool-Center-Point
ÜSV	Überlastsicherungsventil
WZL	Werkzeugmaschinenlabor der RWTH Aachen
WZM	Werkzeugmaschine

Formelzeichen

Symbol	Einheit ¹	Erläuterung
α	°	Winkel
α_D	-	Blendenbeiwert
β	°	Winkel in den Wälzpunkten B_S , B_m
δ_A	mm	Axiale Verschiebung bei Zug/Druck
ΔL	m	Längenänderung/Auslenkung eines Piezoaktors
ΔL_0	m	Maximale nominale Auslenkung ohne externe Belastung
Δp	bar	Arbeitsdruck
$\Delta p_{\text{verlust}}$	bar	Druckverlust
Δt	ms	Zeitspanne
ΔW_{pot}	J	Federarbeit
Δx_{max}	mm	Verschiebung in x-Achsen-Richtung
$\Delta \varphi$	°	Winkelunterschied am Ventilsitz
ε	-	Dehnung
ε_t	-	Dehnung in tangentialer Richtung
ζ_{K_r, R_o, K_n}	-	Verlustbeiwerte
λ	-	Rohrreibbeiwerte Krümmer, Rohr, Knickstück
μ, μ_K, μ_B	-	Reibbeiwert
μ_H	-	Haftreibbeiwert
ν	-	Querkontraktionszahl

¹ Die angeführten Einheiten dienen nur der Veranschaulichung der zugehörigen Größen [DIN1304-1] und werden im weiteren Verlauf als dezimale Teile oder Vielfache davon mit Vorsätzen oder Vorsatzzeichen nach [DIN1302-2] dargestellt.

ν_k	mm ² /s	Kinematische Viskosität
ρ	°, kg/m ³	Reibungswinkel, Dichte
$\sigma_{\max}$	N/mm ²	Maximalspannung
$\sigma_{PA \text{ zul}}$	N/mm ²	Zulässige Spannung im Piezoaktor
σ_{PAV}	N/mm ²	Vorspannung im Piezoaktor
σ_t	N/mm ²	Tangentialspannung
δ_T	mm	Axiale Verschiebung bei Torsion
τ	-	Zeitkonstante
φ	°	Verdrehwinkel
$\dot{\omega}_M$	1/s ²	Winkelbeschleunigung, -verzögerung

A	m/s ²	Beschleunigung, Verzögerung
A	-	Ventilanschluss
A1 - A3	mm ²	Querschnittsflächen im Überlastsicherungsventil
A _K	mm ²	Kupplungswirkfläche zur Krafterzeugung mittels Hydraulikdruck
A _{kolben}	mm ²	Kolbenquerschnittsfläche
A _{ks}	mm ²	Kegelstumpfmantelfläche im Ventilsitz
A _{rohr}	mm ²	Rohrdurchflussquerschnitt
A _{ventil}	mm ²	Ventilquerschnittsfläche
B	-	Ventilanschluss
B _m	-	Wälzpunkt im Kugelgewindetrieb
B _S	-	Wälzpunkt im Kugelgewindetrieb
C	N/μm	Steifigkeit
C _P	F	Kapazität des Piezoaktors
C _{Festlager}	N/μm	Steifigkeit Festlager
C _{Spindel}	N/μm	Steifigkeit der Spindel pro m
C _{Spindelmutter}	N/μm	Steifigkeit Spindelmutter
D	mm	Innendurchmesser
d _σ	mm	Durchmesser zur Berechnung der örtlichen Spannung
d ₃₁	m/V	Piezomodul (orthogonal zur Polarisationsrichtung)
d ₃₃	m/V	Piezomodul (parallel zur Polarisationsrichtung)
d _g	mm	Innendurchmesser der Gegenhülse
d _k	mm	Innendurchmesser der Klemmhülse
d _m	mm	Mittlerer Durchmesser
d _n	mm	Nennendurchmesser Spindel
d _{rohr}	mm	Rohrinnendurchmesser
d _{V1-5}	mm	Durchmesser an der Ventilgeometrie
D	mm	Außendurchmesser
D _g	mm	Außendurchmesser der Gegenhülse

D_k	mm	Außendurchmesser der Klemmhülse
E	N/mm ²	Elastizitätsmodul
F	N	Kraft
f_0	Hz	Resonanzfrequenz des unbelasteten Aktors
f_z	mm/U	Zahnvorschub
F_A	N	Aktorkraft zur Betätigung von Bremse-Kupplung-System
F_{AKGT}	N	Kollisionskraft am Kugelgewindetrieb
$F_{AKGT\ FAS}$	N	Kollisionskraft am Kugelgewindetrieb mit Fast-Axis-Stop
$F_{AKGT\ oK}$	N	Kollisionskraft am Kugelgewindetrieb ohne Überlastsicherungssystem
F_{ax}	N	Axialkraft, Betriebskraft im Kugelgewindetrieb in Achsrichtung
F_{coll}	N	Kollisionskraft
$F_{coll\ FAS}$	N	Kollisionskraft mit Fast-Axis-Stop
$F_{coll\ oK}$	N	Kollisionskraft ohne Überlastsicherungssystem
F_{DF1}	N	Federkraft der Spiraldruckfeder zugeordnet dem Federweg
F_{dyn}	N	Maximale Kräfte am Piezoaktor im Sinusbetrieb
F_{FP}	N	Federkraft des Federpaketes, zugeordnet dem Federweg
F_{HP}	N	Benötigte Anpresskraft zur Leckagefreiheit
F_{max}	N	Blockierkraft gegen eine Kraft unendlicher Steifigkeit
$F_{max\ eff}$	N	Effektiv erreichbare Blockierkraft gegen eine Kraft endlicher Steifigkeit
F_N	N	Normalkraft
F_R	N	Reibungskraft
F_U	N	Umfangskraft
F_V	N	Vorspannkraft im Kugelgewindetrieb o. Piezoaktor
G	N/mm ²	Schubmodul
h_k	mm	Wandstärke Klemmhülse
$HS1_{max}$	N/mm ²	Maximale 1. Hauptspannung
i, i_m	A	Strom
i_0	A	Strom zum Zeitpunkt $t = 0$
i_L	A	Induktiver Strom
I_p	mm ⁴	Polares Flächenmoment 2. Grades
J_M	Kg · mm ²	Massenträgheitsmoment der Spindelmutter
k_S	N/m	Steifigkeit der Einspannung, Federsteifigkeit externer Feder
k_T	N/m	Steifigkeit eines Piezoaktors
l_0	mm	Länge der Klemmhülse im unbelasteten Zustand
l_{rohr}	mm	Rohrlänge
L_n	mm	Gesamtlänge der Spindel
L	H	Induktivität
m	kg	Masse

m_{eff}	kg	Effektive Masse des Piezoaktors
M_A	Nm	Antriebsmoment im KGT
M_g	Nm	Gesamttriebungsmoment im KGT
M_M	Nm	Abtriebsmoment an der Spindelmutter
M_r	Nm	Reibungsmoment im KGT
M_S	Nm	Steigungsmoment im KGT
M_T	Nm	Drehmoment infolge kinetischer Energie der Spindelmutter bei Drehbewegung
M_t	Nm	Torsionsmoment
n	-	Anzahl der Keramiklagen
n_A	U/min	Antriebsdrehzahl
n_{MSist}	U/min	Ist-Hauptspindeldrehzahl
n_{MSSoll}	U/min	Soll-Hauptspindeldrehzahl
p	bar	Hydraulikdruck
p_a	bar	Außendruck
p_B	bar	Hydraulikdruck in der Bremse
p_{belag}	N/mm ²	Flächenpressung im Reibbelag
p_{beul}	bar	Beuldruck
p_i	bar	Innendruck
p_K	bar	Hydraulikdruck in der Kupplung
p_{K1}	bar	Zur Klemmung erforderlicher Hydraulikdruck
p_{K2}	bar	Zur Überwindung des Spaltmaßes erforderlicher Hydraulikdruck
p_{speicher}	bar	Druck im Druckspeicher
p_{Umgebung}	bar	Umgebungsdruck
p_{zylinder}	bar	Druck im Zylinder
P	mm	Steigung Spindel
Q	l/min	Volumenstrom
r_n	mm	Nennradius im Kugelgewindetrieb
R	Ω	Ohm'scher Widerstand
R_a	μm	Arithmetischer Mittenrauwert
Re	-	Reynoldszahl
R_e	N/mm ²	Streckgrenze
R_{FS}	N/ μm	Federrate der Vorspannfedern
R_k	mm	Kantenradius
s	mm	Hub, Stellweg, Spaltmaß
s_0	mm	Hubanfangslage
s_1	mm	Hubendlage
s_A	mm	Stellweg Aktorik
$s_{\text{Lüftspiel}}$	mm	Lüftspiel

s_V	mm	Stellweg Ventilschieber
s_G	-	Sicherheit gegen Gleiten
s_k	-	Sicherheit zur Berechnung der Wandstärke h_k
t	s	Zeit, Reaktionszeit
t_0	ms	Zeit bei Beginn
t_A	ms	Reaktionszeit Aktorik
t_{A^*}	ms	Reaktionszeit der Ventilbetätigungseinheit
t_B	ms	Bremszeit für x_B
t_{BA}	ms	Ansprechzeit der Bremse
t_E	ms	Entleerzeit allgemein (reibungsfrei)
t_{EB}	ms	Entleerzeit der Bremse
$t_{E\text{reib}}$	ms	Entleerzeit allgemein (reibungsbehaftet)
t_k	ms	Reaktionszeit Kupplung
t_{stop}	ms	Anhaltezeit zum Stopp der bewegten Massen
t_{vor}	ms	Stellzeit der Vorspannfedersäule
T	-	Tankanschluss
T_C	°C	Curie-Temperatur
U	V	Spannung
U_L	V	Induktive Spannung
v	m/s	Geschwindigkeit
v_0	m/min	Anfangsgeschwindigkeit des Werkzeugschlittens
v_2	m/s	Geschwindigkeit des ausströmenden Fluids (reibungsfrei)
$v_{2\text{reib}}$	m/s	Geschwindigkeit des ausströmenden Fluids (reibungsbehaftet)
v_{fist}	m/min	Ist-Vorschubgeschwindigkeit
v_{fsoll}	m/min	Soll-Vorschubgeschwindigkeit
V_{speicher}	m ³	Volumen im Druckspeicher
v_{speicher}	m/s	Strömungsgeschwindigkeit im Druckspeicher
V_{zylinder}	m ³	Volumen im Zylinder
v_{zylinder}	m/s	Einströmgeschwindigkeit in den Zylinder
W_{hilfs}	J	Hilfsenergie
W_{kin}	J	Kinetische Energie
W_{verlust}	J	Verlustenergie
x	mm	Weg
$\ddot{x}$	mm/s ²	Beschleunigung, Verzögerung
x_0	mm	Weg bei Beginn
x_B	mm	Bremsweg nach Bremseingriff, während t_B
x_{BA}	mm	Zurückgelegter Weg während der Ansprechzeit t_{BA}
x_{Kolben}	mm	Bremskolbenweg
x_{stop}	mm	Anhalteweg der Bremse
z	-	Anzahl Schneidkanten eines Stirnfräasers

z_t	-	Summe der tragenden Kugeln im Kugelgewindetrieb
Indizes²		
B	-	Bremse
K	-	Kupplung
A	-	Aktorsystem zur Betätigung des Bremse-Kupplung-System ³
A [*]	-	Aktorsystem zur Betätigung des Ventils ³
Aktor	-	Aktor ⁴

² Soweit nicht schon in „Bezeichnungen und Einheiten“ anders angegeben

³ Wird je nach Systemgrenze auch als Aktor bezeichnet, da hier ein Verbindungsglied zwischen dem informationsverarbeitenden Teil von elektrischen Steuerungen und einem Prozess hergestellt wird. An ihrem Ausgang wird ein mechanisches Arbeitsvermögen, meist als Kraft mal Weg, erzeugt (nach [JENDRITZA98, S. 35; JANOCHA92]). Bei einer geeigneten Verknüpfung von Sensoren, Signalverarbeitung und Aktoren spricht man jedoch auch von Aktorsystemen, die eine Realisierung von Lösungen und verbesserten Produkten entsprechend den jeweiligen Wünschen der Anwender ermöglichen (nach [JENDRITZA98, S. 3])

⁴ „Aktor“ wird im Allgemeinen als Stellglied und somit als Antrieb bezeichnet. Aktoren bestehen aus einer Reihenschaltung der Funktionsglieder Energiesteller, Energiewandler und Getriebe [JENDRITZA98, S. 35; ISERMANN08, S. 441]

Abstract

The requirements regarding productivity and quality of highly efficient machine tools are rising continuously. A reliable process safety, along with high machining speeds and accuracy, is an essential property. Thus, collisions between moving and non-moving objects in the workspace are a critical problem [WECK01, P. 111; PILLAND86]. These collisions generally lead to high repair costs up to 23.000 € and long downtimes [KOENEN01; WECK01, P. 375]. Damages of the machine components, such as main spindle and spindle-nut drive-system, are the consequences.

A telephone survey with different users and machine tool manufacturers was conducted in summer of 2005 by the Laboratory of Machine Tools and Production Engineering (WZL), RWTH Aachen, and the Institute for Engineering Design and Industrial Design (IKTD), University of Stuttgart. The objective of this survey was to find out the most common reasons for collisions in machine tools. Possible causes mentioned most frequently by the user or the programmer were handling errors, both for hard and for soft collisions [BRECHER06; RUDOLF07]. Among these errors, the definition of the zero shift turned out to be the most common source for hard collisions.

Powerful influences on the collision forces are the rigidity in the collision point and the feed. An increase in both results in an extreme amplification of the collision force on all relevant components [WECK01, P. 111]. Available overload fallback systems based on electric and mechanical components are presently too slow to avoid damages. In Figure 1, a hard collision induced by a zero shift error is shown. A drilling tool collides with the work piece at 10 m/min. During the first milliseconds the increasing force at the contact point bends the tool within the elastic flexibility range ($t = 8$ ms). After having passed the non-elastic bending stage ($t = 16$ ms), the tool breaks ($t = 23$ ms).

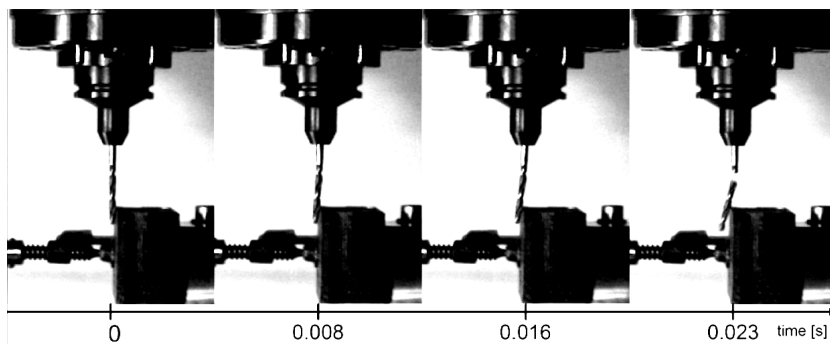


Figure 1: Drill break caused by a collision [BRECHER06]

This experiment points out that a hard collision has to be detected during the first milliseconds of impact. Taking into consideration the high masses and the inertia of today's machine tools, an emergency stop may not avoid further damages if it is initiated more than five milliseconds after the first collision contact.

To avoid, or at least minimise collision damages, a new approach was analysed which is based on the detection of the first contact at the beginning of a collision. A contact sensor detects the first touch between the tool and another component of the machine. The decision logic immediately receives a signal and analyzes the contact situation with regard to the actual machining situation. If the contact initiates a collision, the machine tool has to be stopped by an internal NC emergency stop. If the current feed rate is too high, so that the internal NC emergency stop cannot prevent damages to the machine components, in particular to the spindle nut, the rotating parts are uncoupled by an electronically activated safety-clutch. Simultaneously, an external brake system decelerates the linear axes. To protect the headstock, including the main spindle, the fast switching brake system absorbs the overload and avoids ductile deformations. To achieve this, the brake system reacts as fast as possible with a high braking force. The overload safety clutch, which applies a high axial rigidity, is integrated in the spindle nut. This setup, shown in Figure 2, protects the complete drive system.

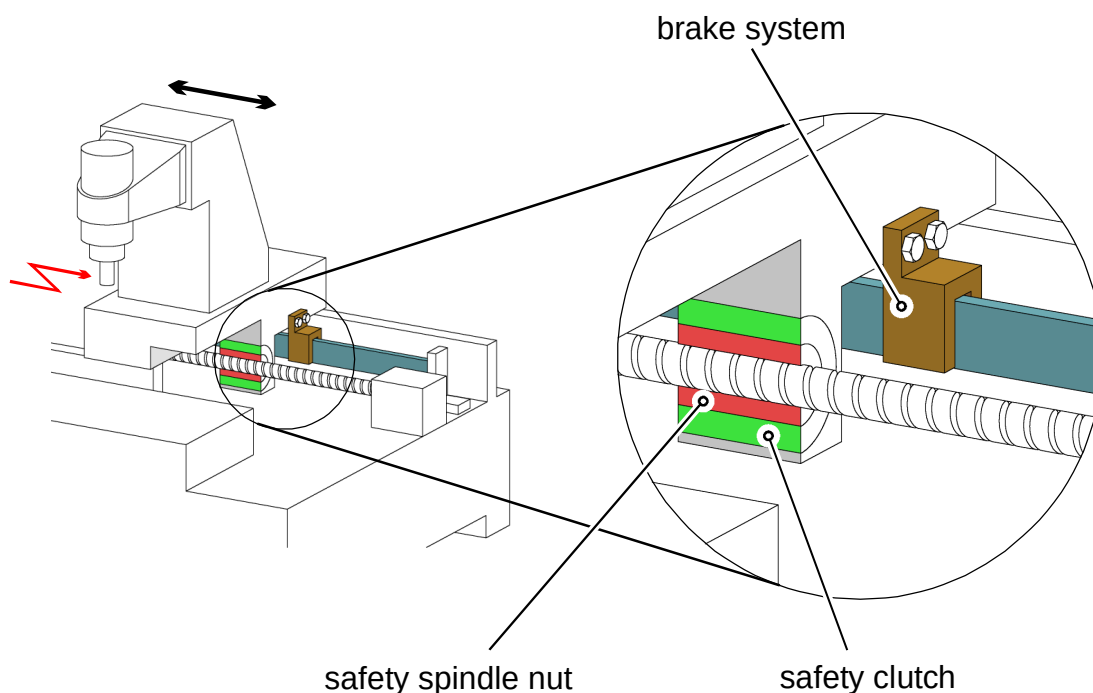


Figure 2: Principle of the mechanical components in the x-axis drive

Suitable components for fast coupling or decoupling of high forces are not available on the market so far. This research outlines the development of this fast switching brake-

clutch-system for spindle-nut drives. The numeric control, which is also required to actuate the brake-clutch-system, was developed by the WZL institute.

The product development process indicated that a hydraulic system best meets the requirements to avoid damages to the machine tool. The brake system is hydraulically ventilated and based on the well-known friction-locked connection by a reinforcement with wedges. The braking force of up to 18 kN is applied by pre-stressed disc-springs pushing the friction pad on the brake rod, as shown in Figure 3. In order to release the brake, the piston is pressurised with up to 300 bar.

The principle of the clutch is based on a collet which is hydraulically pressed on a counter shell. Thus, the inside diameter of the collet is reduced and a frictional force is induced between the collet and the counter shell. This frictional force compensates the axial force of the spindle-nut system up to 10 kN. The counter shell is connected with the spindle nut to protect the high-quality running characteristics of the spindle nut balls from the radial forces of the collet. The collet is flanged directly to the centre support. By discharging the hydraulic pressure, the friction is eliminated and the components are decoupled. The main problem is thus to guarantee a high axial rigidity as well as a high radial elasticity of the collet.

The main component to trigger the brake-clutch-system is a hydraulically seated valve, opened by a very fast actuator. The main challenge is the optimisation of the actuating force, the adjustment travel and the manipulation time. Contrary to available valves, the presented actuating elements have to switch without feedback control. To achieve this, the operating unit uses an energy storage which is released by a fast activating actuator principle based on piezoactuators [DENNIG08c]. The piezoactuators, which are supported by the housing, hold the plunger and the energy storage by using the friction generated through the radial contact force of the piezoactuators (Figure 3). By activating the piezoactuators, they move backwards and release the plunger, i.e. the energy storage. The total reaction time of the actuator measured in preliminary tests was $t_{A^*} \approx 2$ ms, including the reaction time of the electronic system and the piezoactuators. A force of about 460 N and an adjustment travel $s_{A^*} = 4$ mm could be actuated.

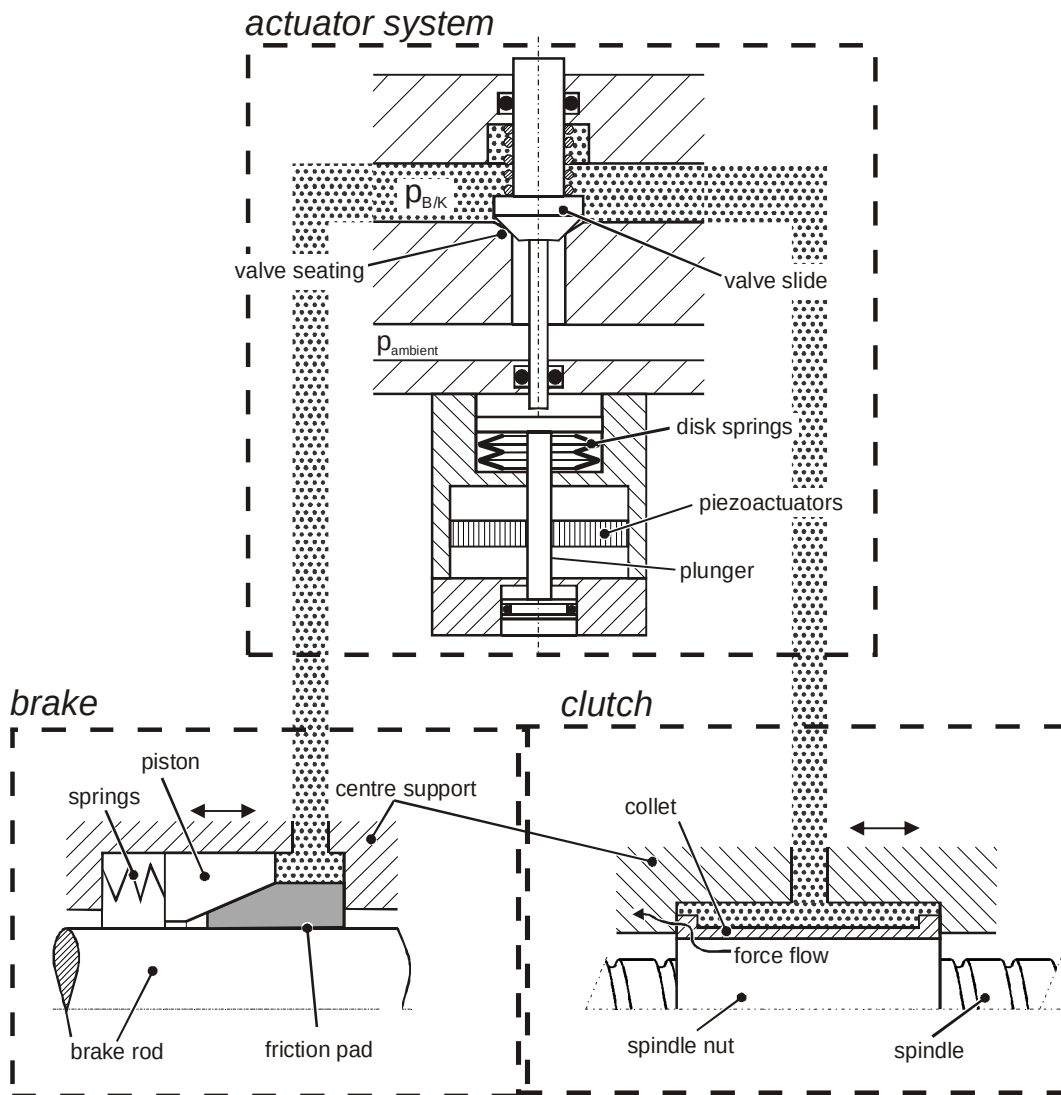


Figure 3: Schematic drawing of the break-clutch-system

The mechanical components were integrated in the x-axis of the machine tool for experimental testing. Collisions at different speeds of up to $v_0 = 10$ m/min were conducted. The collision object was an EAS-axial-clutch from Chr. Mayr GmbH with a limited force of 10 kN. A braking distance $x_{stop} \approx 1,4$ mm as well as a total braking time $t_{stop} \approx 13$ ms was achieved (Figure 4). The collision forces F_{coll} could thus be reduced by 30 % in comparison to a collision without any overload-system. Due to the fast uncoupling of the spindle-nut, even a decrease of 50 % of the force F_{AKGT} at the ball screw was reached. In tests, a rigidity of the clutch $C_K \approx 1400 - 2000$ N/ μ m was measured which did not lead to a significant decrease of the total rigidity of the machine tool in x-direction.

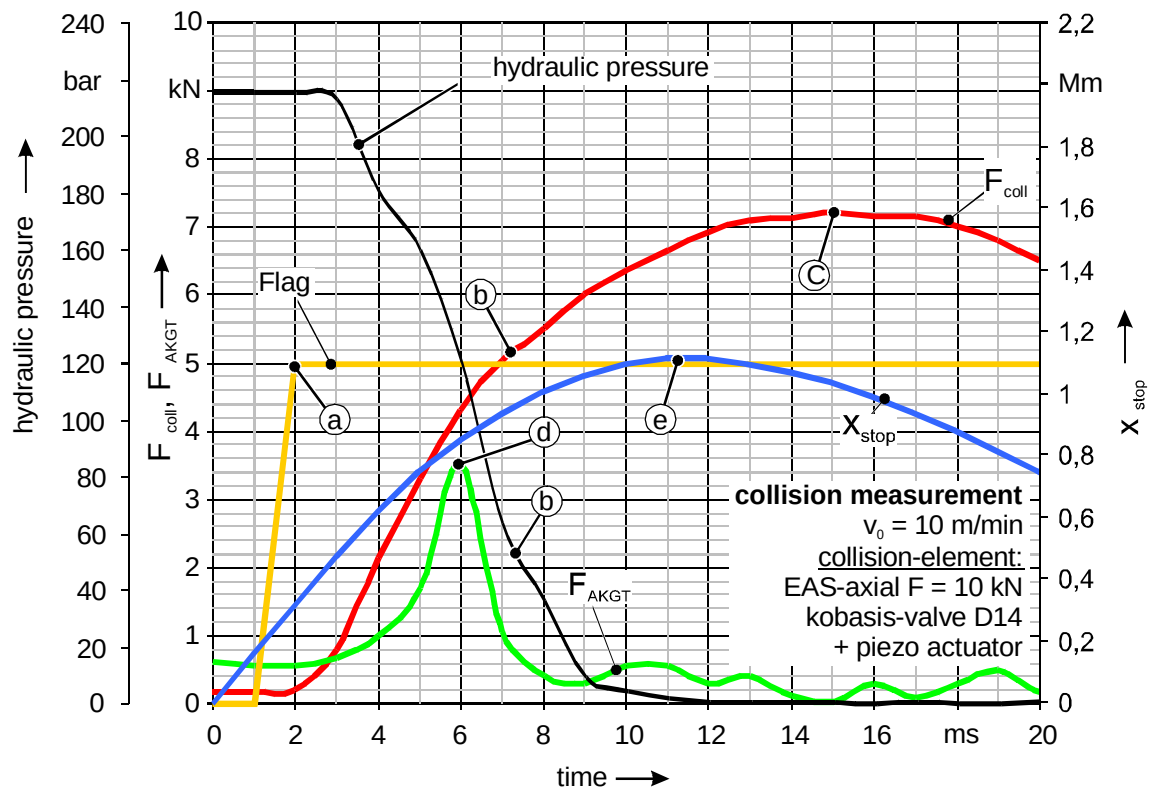


Figure 4: Collision measurement $v_0 = 10 \text{ m/min}$

The described research was based on the project KoBaSiS (www.kobasis.de) which was funded by the VDI/VDE/IT INNONET foundation. The project duration was scheduled from June 2005 to August 2008. The author would like to thank the VDI/VDE/IT for their financial support. Furthermore, special thanks go to our project partners Brankamp System Processautomation, Siemens A&D, Ortlinghaus-Werke GmbH, A. Mannesmann Maschinenfabrik and Chr. Mayr GmbH.

1 Einleitung und Zielsetzung

Große Kollisionskräfte aufgrund eines Bedien- oder Programmierfehlers sind ein zentrales Problem bei der modernen Produktion mit hocheffizienten Werkzeugmaschinen⁵ [WECK01, S. 111; PILLAND86]. Dadurch entstehen teure Reparaturen vor allem an der Hauptspindel und den Spindelmutter-Antrieben [WECK06, S. 217], was zu langen Ausfallzeiten an der betroffenen Maschine führt [KOENEN01; WECK01, S. 375]. Eine Umfrage bei insgesamt 23 Anwendern und Herstellern von Werkzeugmaschinen ergab, dass die Service- und Ersatzteilkosten durch eine heftige Kollision bis zu 23.000 € betragen können. Menschliches Versagen stellte sich dabei als häufigste Ursache für Kollisionsunfälle heraus, wobei entweder ein falsches Werkzeug eingespannt oder das Werkzeug falsch in der Steuerung definiert wird [BRECHER06; RUDOLF07; MAYR02]. Besonders der Fall des unsachgemäß definierten Nullpunktes führt immer wieder zu heftigen Kollisionen. In dieser Situation kollidiert das Werkzeug oder die Hauptspindel mit Eilganggeschwindigkeit, so dass teure und somit schwere Schäden unvermeidbar sind. Ein von Hand ausgelöster Stopp bei drohender Kollision ist so gut wie unmöglich [FANUC07, S. 45]. Maschinenausfälle sind dabei sowohl auf heftige, einmalige Kollisionen als auch auf viele geringfügige Kollisionen zurückzuführen [MAYR02], welche die Einrichtungszeiten verlängern [HOMMEL06, S. 40]. Starken Einfluss auf die Kollisionskraft haben dabei die relative Steifigkeit im Kollisionspunkt sowie die Verfahrgeschwindigkeit der Werkzeugschlitten. Eine Vergrößerung der Steifigkeit als auch der Verfahrgeschwindigkeit führt zu einer extremen Erhöhung der Kollisionskraft an den betroffenen Komponenten [WECK01, S. 111]. Verfügbare Überlastsicherungssysteme auf elektronischer und mechanischer Basis sollten die Auswirkungen eines Schadens gering halten. Allerdings sind diese System derzeit zu langsam.

Bei mechanischen Systemen werden meist Sicherheitskupplungen auf Basis von Kugelarastprinzipien verwendet, die eine hohe Steifigkeit aufweisen und bei Überschreiten eines eingestellten Grenzmoments den Kraftfluss trennen. Aufgrund der einfachen Integrierbarkeit werden sie zwischen Vorschubantrieb und Gewindespindel angebracht, wodurch der Nachteil entsteht, dass das gesamte Spindelmutter-System nach Trennen

⁵ Hocheffiziente Werkzeugmaschinen zeichnen sich durch hohe Verfahrgeschwindigkeiten und hohe Genauigkeiten aus [ARNDT00]. Hohe Genauigkeiten werden dabei größtenteils durch hohe Steifigkeiten der sich im Kraftfluss befindenden Komponenten erreicht [WECK06, S. 14, 428; MAYR01 A, S. 1–2; KOENEN01]

des Kraftflusses den bei einer Kollision auftretenden Kräften ausgesetzt ist. Außerdem ist die bei einer Kollision umzuwandelnde kinetische Energie aufgrund der zusätzlichen rotatorischen Massenträgheit des Spindelmutter-Systems sehr groß.

Bei elektronischen Überlastsicherungssystemen, wie beispielsweise Prozessüberwachungssystemen, wird die Vorschubachse durch einfaches Abschalten oder Reversieren des Antriebs abgebremst, um dadurch möglichst viel Kollisionsenergie abzufangen. Dazu werden interne und externe Signale, wie z. B. Antriebsströme, Position, Kraftsignale etc. ausgewertet und bei Überschreiten eines vorher festgelegten Grenzwerts eine Kollision erkannt.

Genau hier liegt der schwerwiegende Nachteil beider Systeme – sowohl mechanisch als auch elektronisch – begründet. Durch das direkte oder indirekte Ansteigen der Kollisionskräfte bis zu einem Grenzwert, verstreicht zwischen dem ersten Kontakt und dem Auslösen wertvolle Zeit, in der bereits Schäden an den betroffenen Komponenten auftreten und ein Notstopp eingeleitet werden könnte (Bild 1.1).

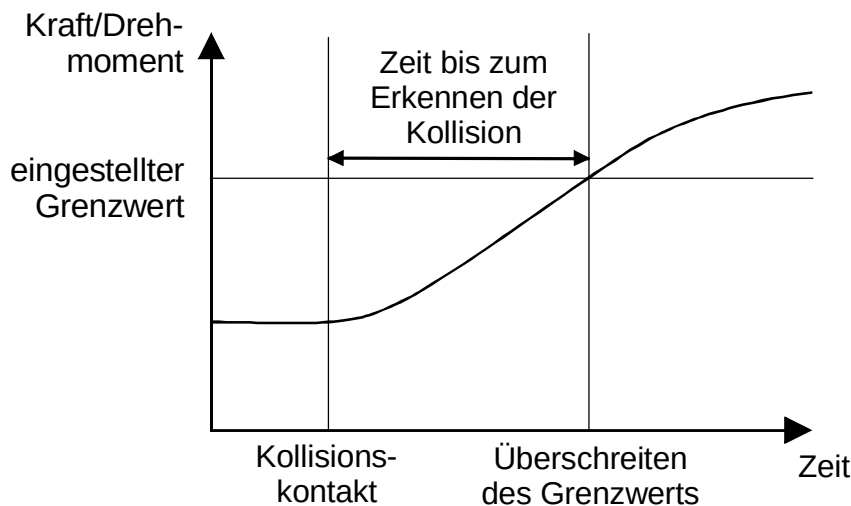


Bild 1.1: Kraftanstieg bei einer Kollision

Verfügbare Überlastsicherungssysteme können derzeit weder die hohen Kollisionsschäden verhindern noch die Auswirkungen eines Schadens gering halten. Es bedarf also neuer Ansätze. Um dies zu ändern, wird eine Lösung verfolgt, die vorsieht, die Vorteile elektronischer und mechanischer Überlastsicherungssysteme zu vereinen. Diese Lösung basiert darauf, dass der erste Kontakt bei einer Kollision beispielsweise zwischen Werkzeug und Werkstück erkannt und über eine nachgeschaltete Entscheidungslogik verarbeitet wird. Durch diesen kontakterkennungsbasierten Ansatz ist es möglich, Kollisionen schneller als bei herkömmlichen Schutzsystemen zu erkennen und Maßnahmen einleiten zu können. Je nach Kollisionshärte muss die Maschine dann möglichst schnell gestoppt werden, wobei abhängig von der Vorschubgeschwindigkeit

zwei Strategien zur Verfügung stehen. Im Bereich niedriger Vorschübe kann mittels eines steuerungsinternen Notstopps die Maschine sicher gestoppt werden, ohne dass nennenswerte Schäden auftreten. Im Fall einer Kollision mit höheren Vorschubgeschwindigkeiten reicht der interne Notstopp nicht mehr aus, weshalb die Steuerung ein Signal an eine aktiv geschaltete Sicherheitskupplung/-bremse weitergibt. Das schnell schaltende Bremssystem kann vor allem den Spindelkasten inkl. Hauptspindel schützen, indem die Überlast vom Bremssystem aufgenommen wird und bleibende Verformungen verhindert werden. Dazu muss das Bremssystem mit hoher Kraft schnellstmöglich wirken. Eine Überlastkupplung, die eine hohe Axialsteifigkeit aufweist und direkt an der Schnittstelle zwischen Antriebssystem und Werkzeugschlitten in die Spindelmutter integriert ist, kann den Kraftfluss infolge einer Kollision früh unterbrechen und somit das Antriebssystem schützen (Bild 1.2).

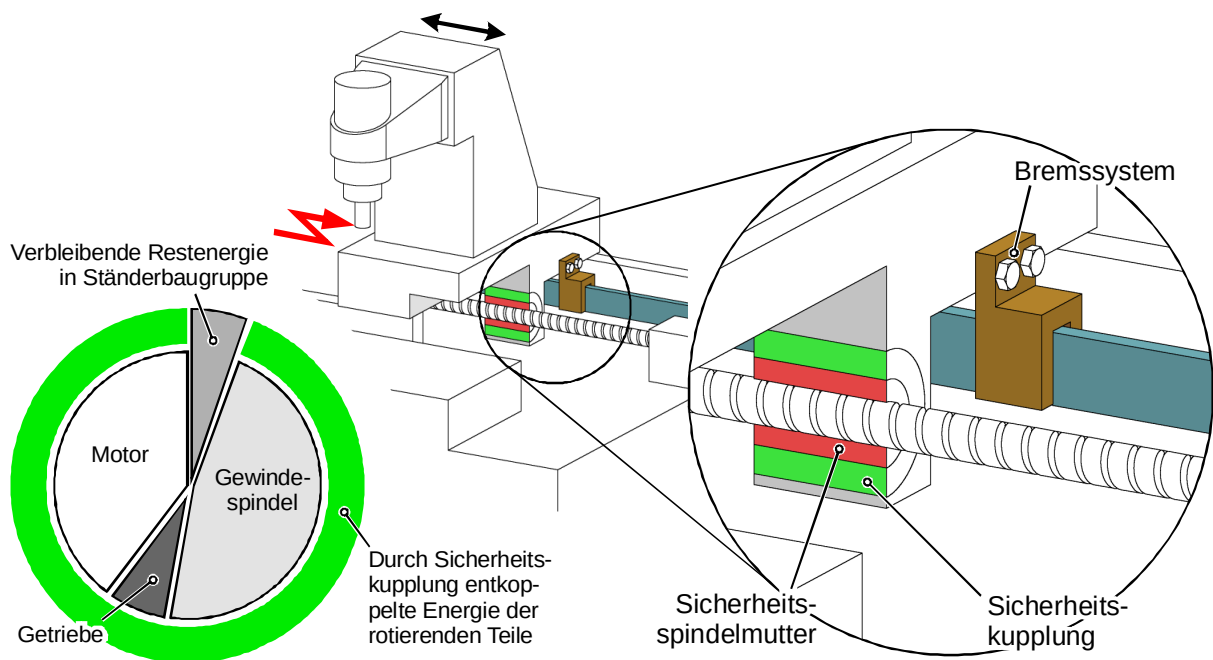


Bild 1.2: Prinzipbild der mechanischen Komponenten des Überlastsicherungssystems integriert im x-Achsen-Antrieb, Energiebilanz für eine Kollision nach [WECK01, S. 121] (links)

Solche Maschinenelemente zur schnellen Kopplung bzw. Entkopplung von großen Kräften sind nach dem derzeitigen Stand der Technik und Forschung nicht verfügbar. Ziel dieser Arbeit ist somit die Entwicklung einer schnell schaltenden Bremse und Kupplung für Linearbewegungen am Beispiel des beschriebenen Überlastsicherungssystems für Werkzeugmaschinen mit Spindelmutter-Antrieben. Damit erfolgt eine Eingrenzung des Lösungsansatzes auf die mechanischen Komponenten. Die ebenfalls

benötigte Steuerungstechnik zur Auslösung von Bremse bzw. Kupplung wird in einer weiteren Arbeit am Werkzeugmaschinenlabor der RWTH Aachen entwickelt.

Die Hauptanforderung an die einzelnen Systeme besteht dabei in der Verkürzung der Reaktionszeit. Bild 1.3 zeigt eine Kollisionsfahrt, die durch eine Nullpunktverschiebung verursacht wurde. Dabei fährt ein Bohrer mit einem Durchmesser von 6 mm und einer Eilgangsgeschwindigkeit von 10 m/min bei $t = 0$ gegen ein Hindernis. In den ersten Millisekunden ($t < 8$ ms) verbiegt die Vorschubkraft das Werkzeug im elastischen Bereich. Danach kommt es zur plastischen Verformung ($8 \text{ ms} < t < 23 \text{ ms}$) und schließlich zum Werkzeugbruch ($t = 23 \text{ ms}$). Maßnahmen zur Vermeidung von schwerwiegenden Beschädigungen infolge Kollisionen müssen also in den ersten Millisekunden eingeleitet werden.

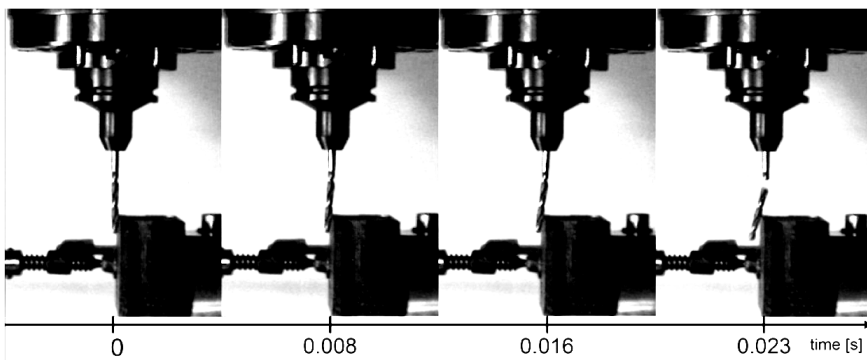


Bild 1.3: Bohrerbruch aufgrund einer Kollision [BRECHER06]

In der vorliegenden Arbeit wird zur Lösung dieser Aufgabe als Vorgehensweise der Produktentwicklungsprozess gemäß [VDI2221] gewählt. Dabei wird gezeigt, dass die Anforderungen durch eine hydraulische Betätigung des Brems- bzw. Kupplungssystems erreichbar sind. Das Herzstück bildet daher ein Hydraulikventil, das durch einen extrem schnellen Aktor geöffnet wird. Das zentrale Problem dabei ist die Optimierung der Parameter Kraft, Weg und Zeit. So müssen die eingesetzten Aktorprinzipien hohe Kräfte und Wege innerhalb kürzester Reaktionszeit aufbringen.

Das schnell schaltende Bremse-Kupplung-System wird hier exemplarisch für die x-Achse einer Fräsmaschine in Fahrständerbauweise entwickelt [WECK05, S. 171–173]. Die Antriebssysteme bestehen dabei aus Kugelgewindetrieben. Es steht jedoch nicht die Werkzeugmaschine im Vordergrund, sondern die Entwicklung des Bremse-Kupplung-Systems, das somit auch in weiteren Anwendungsfeldern ihren Einsatz finden kann. Für die geforderte Aufgabenstellung leiten sich jedoch aus den Eigenschaften von Werkzeugmaschinen wie z. B. Verfahrensgeschwindigkeiten, Steifigkeiten etc. verschiedene Anforderungen ab, welche die Basis für die vorliegende Arbeit darstellen.

Bild 1.4 zeigt die Struktur der Arbeit. Zunächst erfolgt die Ermittlung des Stands der Technik im Bereich Überlastsicherungssysteme, woraus die Defizite und Folgerungen für diese Arbeit abgeleitet werden (Kap. 2). Im Vordergrund stehen dabei die momentengesteuerten Überlastkupplungen. Zudem wird das Aachener Modell zur schnellen Kontakterkennung und -verarbeitung beschrieben, das zur Steuerung der schnell schaltenden Bremse bzw. Kupplung dient (Kap. 2.2). Es folgt das Planen und Klären der Aufgabe, das die Konkretisierung der Aufgabenstellung und das Festlegen der Anforderungen beinhaltet (Kap. 3). Darauf aufbauend folgt der Prozess des Konzipierens und Entwerfens. Es werden zunächst lineare Bremssysteme auf ihre Anwendbarkeit als schnell schaltende Bremsen analysiert (Kap. 4) sowie im Weiteren verfügbare Aktoren auf ihre Eignung in schnell schaltenden Prozessen untersucht (Kap. 5). Für den Bereich der schnell schaltenden Kupplung ist eine derartige Analyse nicht notwendig, da diese grundsätzlich dem Bereich Sicherheitskupplungen (Kap. 2.1.1) zuzuordnen sind. Es folgt der eigentliche Lösungsprozess, in dem aufbauend auf den bisherigen Kapiteln sowie intuitiven und diskursiven Methoden zur Lösungsfindung, Prinzipien für die Bremse und Kupplung erarbeitet werden. Da die schnell schaltende Aktorik hier eine zentrale Rolle bei der Funktionserfüllung spielt, wird sie im Lösungsprozess gesondert betrachtet. Das Kap. 6 "Methodische Lösungssuche" dient hier ausschließlich zur Erläuterung des Lösungswegs. Im Ausarbeitungsprozess werden dann die im Lösungsprozess bewerteten Varianten herstellungstechnisch weiterentwickelt. Die drei verschiedenen Komponenten (Bremse, Kupplung, Aktorik) werden dabei nie unabhängig betrachtet, sondern bilden immer eine Gesamtstruktur, die sich gegenseitig beeinflusst. Abschließend folgen die Versuchsdurchführungen, bei denen zunächst die Einzelsysteme auf die Erfüllung der Anforderungen verifiziert und dann als Gesamtstruktur in der Werkzeugmaschine eingebaut sowie getestet werden.

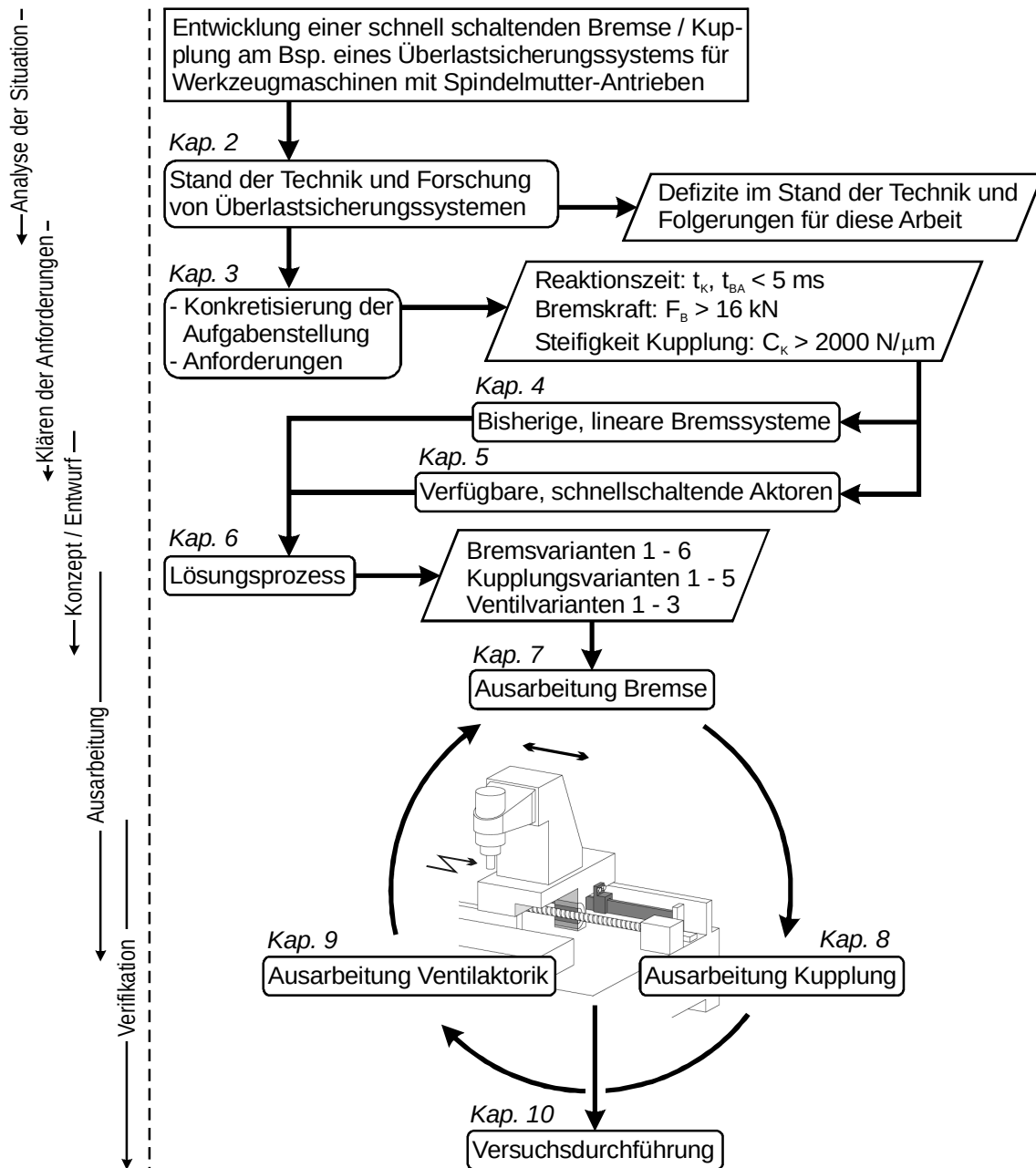


Bild 1.4: Struktur der Arbeit

2 Stand der Technik und Forschung

Die Breite des Themenfeldes Kollisionsschutz bietet einer Vielzahl von Begrifflichkeiten Raum zur eingehenden Erläuterung. Dies betrifft vor allem die bisher verfügbaren Systeme zur Schadensminderung und Schadensvermeidung. Um die Breite dieses Themenfeldes einzugrenzen, werden hier jedoch nur die mechanischen Überlastsicherungssysteme betrachtet und nur kurz auf die steuerungstechnischen Systeme eingegangen. Dazu zählt auch das Aachener Modell zur schnellen Kontakterkennung und -verarbeitung, welches zur Steuerung der schnell schaltenden Bremse bzw. Kupplung dient. Daraufhin werden die Defizite und Folgerungen für diese Arbeit im Bereich der Überlastsicherungssysteme abgeleitet.

Das Themenfeld „Werkzeugmaschine“ mit seinen Antriebs- und Lagersystemen soll hier nicht näher erläutert werden, da der Kern dieser Arbeit in der Entwicklung einer schnell schaltenden Bremse bzw. Kupplung besteht. Da diese exemplarisch in einer Fräsmaschine mit Spindelmutter-Antrieben in Fahrständerbauweise eingebaut werden, beinhaltet vor allem das Kap. 3.2.1.1 Kenntnisse über Kugelgewindetriebe, die zur Entwicklung der Sicherheitskupplung notwendig sind.

2.1 Überlastsicherungssysteme

Kollisionen in Werkzeugmaschinen senken die Produktivität und erhöhen die Maschinenstillstands- und Ausfallszeiten [WECK01, S. 287, 405]. Überlastsicherungssysteme können dabei die Prozess- und Betriebssicherheit von Werkzeugmaschinen erhöhen [BESTLE06, S. 76–78], indem sie beispielsweise steuerungstechnisch die Antriebsmotorströme während der Werkstückbearbeitung überwachen und bei Abweichungen, z. B. durch eine Kollision, die Antriebe abschalten. Dadurch, dass keine zusätzlichen Sensoren angebracht werden, zählen diese Prozessüberwachungssysteme zu den sensorarmen Systemen. Mit sensorbasierten Verfahren können darüber hinaus zusätzliche Geräusch-, Beschleunigungs- oder Kraftsensoren, z. B. auf Basis von Piezotechnik, angebracht werden, die schneller auf Prozessveränderungen wie Kollisionen reagieren.

Weiterhin gibt es mechanische Systeme, wie z. B. Überlastkupplungen, die zwischen Antriebsmotor und Kugelgewindetrieb integriert sind, um damit den Antriebsmotor bei Überlast zu schützen. Die Einteilung dieser Systeme erfolgt nach Bild 2.1.

Überlastschutzsysteme

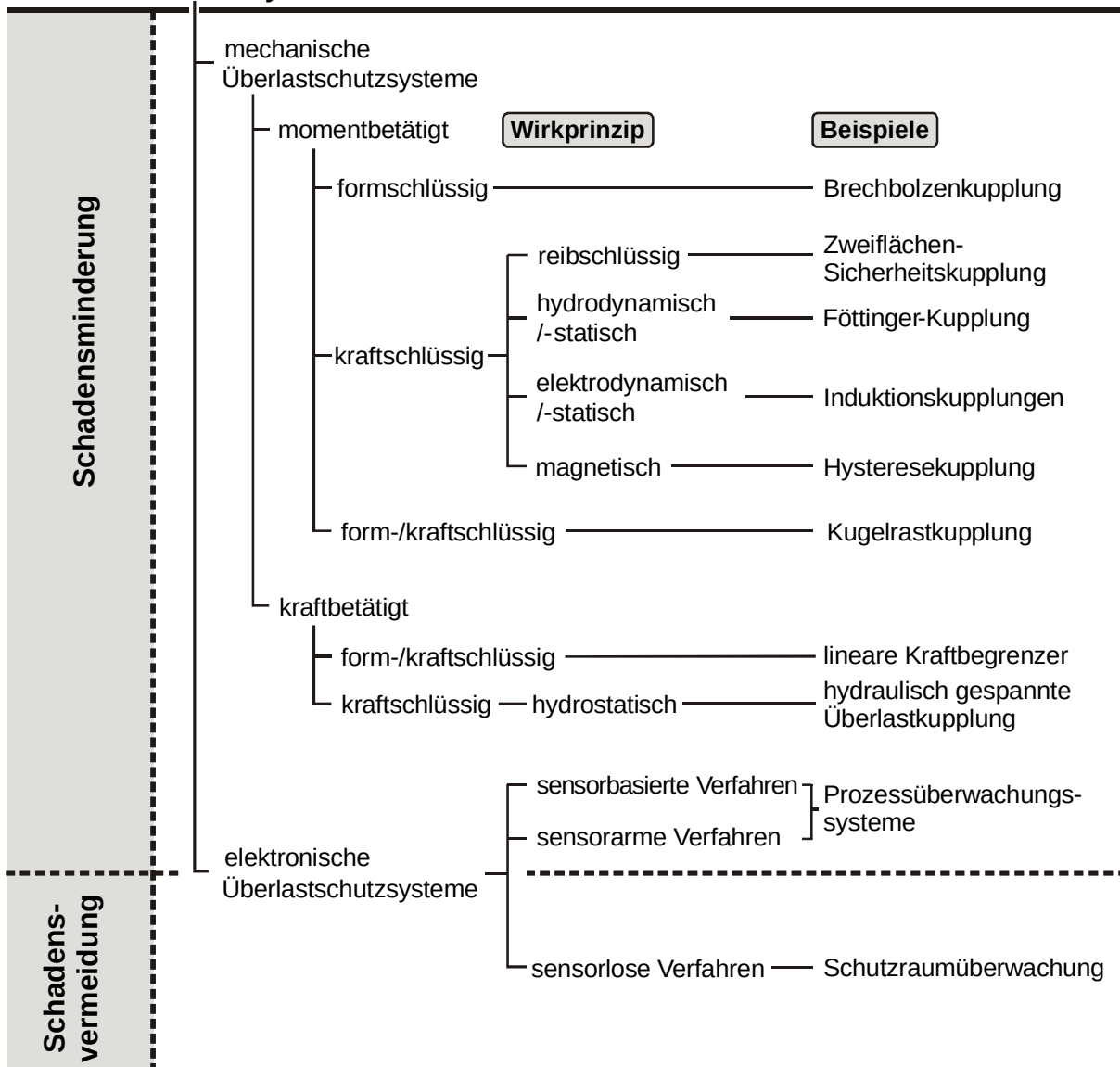


Bild 2.1: Einteilung der Überlastschutzsysteme (nach [FVA04; GOLD03; KOENEN01; WECK01, S. 404])

2.1.1 Mechanische Überlastsicherungssysteme

Mechanische Überlastschutzsysteme sind als schaltbare Maschinenelemente einzustufen, die sowohl Drehmomente als auch Axialkräfte in einem Antriebsstrang auf einen Höchstwert begrenzen. Beim Überschreiten dieses Werts wird der Kraftfluss unterbrochen [HOPPE86]. Die Ausrastzeit ist dabei abhängig von der Steifigkeit der sich im Kraftfluss befindenden Komponenten sowie der Kollisionsgeschwindigkeit [MAYR02]. Bevorzugter Einsatzbereich sind Antriebe mit reversierender Drehbewegung wie zum Beispiel große Werkzeugmaschinen und Einrichtungen der Handhabungstechnik [MAYR01 B].

Es werden hier momentbetätigte und kraftbetätigte Überlastsicherungssysteme unterschieden, wobei momentbetätigte Überlastsicherungssysteme als Wellensicherheitskupplungen einzustufen sind und nach dem Wirkprinzip in formschlüssige, kraftschlüssige sowie form- und kraftschlüssige Kupplungen eingeteilt werden. Rein kraftschlüssige Sicherheitskupplungen können in diesem Zusammenhang weiter unterteilt werden in reibschlüssige, hydrodynamische/-statische, elektrodynamische/-statische sowie magnetische Sicherheitskupplungen [VDI2240]. Weitere Unterscheidungen entstehen aus Anforderungen, die zusätzlich zur primären Funktion an eine Überlastkupplung gestellt werden können. So führen die unterschiedlich verwirklichten Schaltprinzipien zur Einteilung in lasthaltende, lasttrennende und selbsttätig einschaltende Überlastkupplungen [KOENEN01]. Wenn An- und Abtriebseite zu keinem Zeitpunkt voneinander entkoppelt werden dürfen, das Maximalmoment aber erhalten bleiben soll, spricht man von lasthaltenden Überlastkupplungen. In Anwendungen, die eine Entkopplung von An- und Abtriebseite nach Überlast erfordern, werden lasttrennende Überlastkupplungen eingesetzt. Zudem gibt es bei den form-/kraftschlüssigen Kupplungen selbsttätig einschaltende Sicherheitskupplungen, die nach der Entkopplung durch Überlast das zu übertragende Moment wieder aufnehmen. Der konstruktive Aufbau der selbsttätig einschaltenden Überlastkupplungen ist in der Regel einfacher als der der lasttrennenden Kupplungen. Vorteilhaft ist außerdem, dass die manuelle Wiederherstellung der Betriebsbereitschaft entfällt.

2.1.1.1 Momentbetätigte Überlastsicherungssysteme

Momentbetätigte Überlastsicherungssysteme, so genannte Kupplungen, finden ihren Einsatz in Werkzeugmaschinen meist zum Schutz der Antriebe [GOLD03; MAYR01 A], indem sie zwischen Antriebsmotor und Kugelgewindetrieb oder Hauptspindel platziert werden (vgl. Bild 3.3, S. 24). Die Wirksamkeit kann in praktischen Kollisionsversuchen bestätigt werden (vgl. Bild 2.2, S. 10) [WECK01, S. 111, 123; FISCHER00].

Die eingesetzten Kupplungen lassen sich dabei maßgebend in Typ und Ausführung in beispielsweise form-, kraft- sowie in form-/kraftschlüssige Kupplungen unterscheiden. Recherchen haben ergeben, dass zur Auswahl und Dimensionierung für das jeweilige Einsatzgebiet keine herstellerunabhängigen Angaben oder Richtlinien bestehen [GOLD03].

Die Brechbolzenkupplung ist die älteste mechanische Überlastkupplung. Wird ein Grenzmoment erreicht, scheren die Brechbolzen im Bereich einer Sollbruchstelle ab

und unterbrechen den Drehmomentfluss. Von Vorteil sind bei der Brechbolzenkupplung die direkte Übertragung des Drehmoments unterhalb des Grenzdrehmoments sowie die kostengünstige Bauweise. Als Nachteil gilt jedoch die häufige Schädigung der Kupplung durch gebrochene Bolzen sowie die mitunter schwierige Demontage nach einem Bruch. Vorschädigungen der Brechbolzen sind ohne größeren Aufwand nicht erkennbar. Bricht ein Bolzen beispielsweise infolge Ermüdung, so übertragen die restlichen Elemente das Drehmoment, woraus die resultierende Querkraft Lagerschäden hervorrufen kann. Außerdem erweist sich die Auslegung der Brechbolzen als äußerst schwierig [KOENEN01]. In weiteren formschlüssigen Überlastkupplungen werden auch Schaltelemente in Form von Zugbolzen oder Brechringen verwendet.

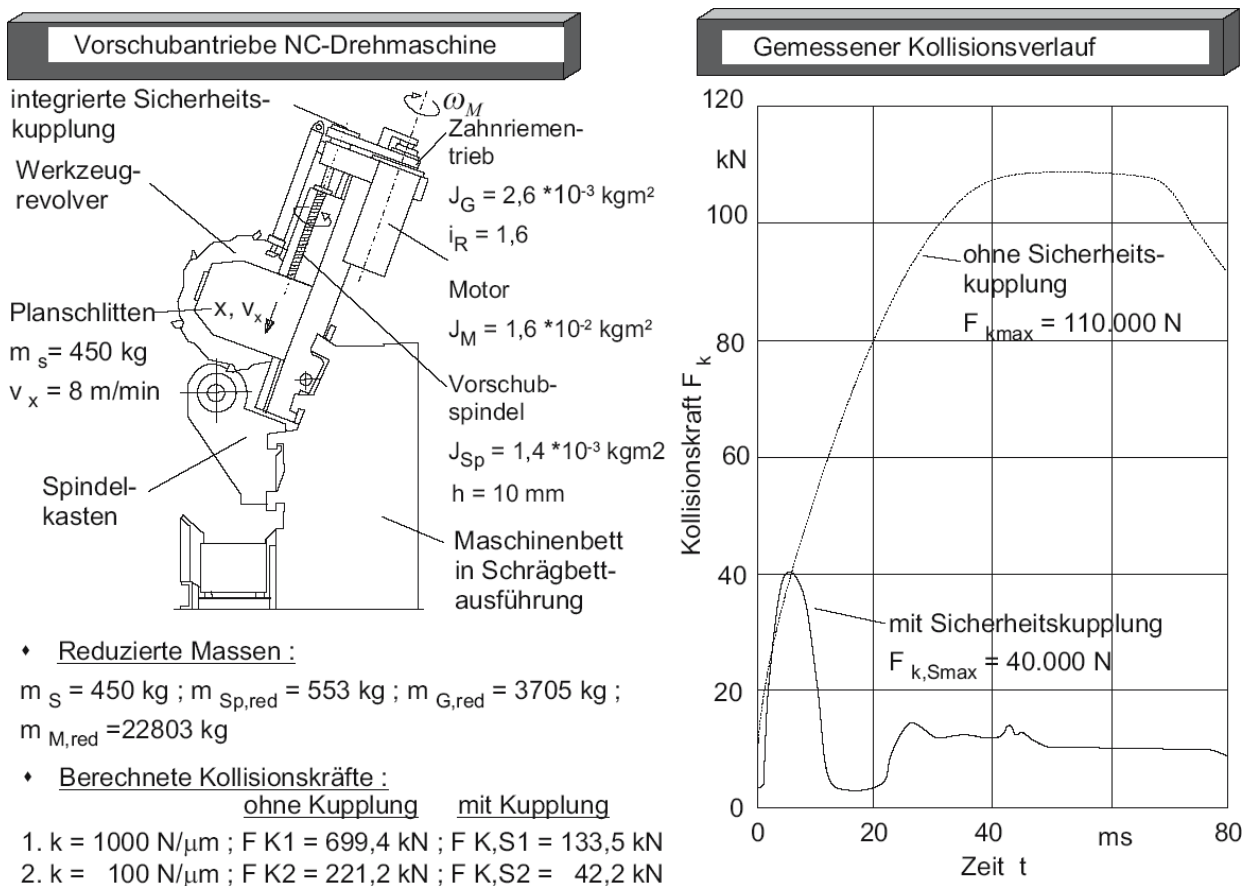
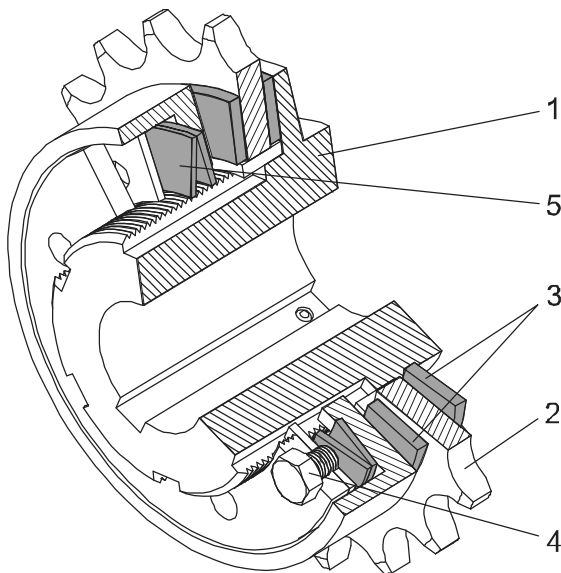


Bild 2.2: Gemessene Kollisionskraftverläufe einer NC-Drehmaschine [WECK01, S. 123]

Kraftschlüssige Überlastkupplungen werden im Maschinenbau häufiger eingesetzt als Brechbolzenkupplungen, weil die Auslegung vergleichsweise einfach ist. Hierunter fallen nicht nur die reibschlüssigen Sicherheitskupplungen, wie z. B. die Zweiflächen-Sicherheitskupplung, sondern auch hydrodynamisch/-statisch, elektrodynamisch/-statisch sowie magnetisch basierende Prinzipien. Ein Beispiel im Bereich der hydrodynamischen Kupplungen ist die Föttinger-Kupplung. Diese kann nur ein begrenztes

Drehmoment übertragen, wodurch sie auch als Überlastschutz eingesetzt wird. Zu berücksichtigen ist jedoch der stets vorhandene Schlupf und die thermische Beanspruchung der Kupplung bei Überlast. Weitere Überlastkupplungen sind die Induktionskupplung für elektrodynamische Drehmomentbegrenzung und die Hysteresekupplung im Bereich der magnetischen Kupplungen.

Bei den klassischen Vertretern der kraftschlüssigen Sicherheitskupplungen erfolgt die Kraftübertragung jedoch meist reibschlüssig über Reibbeläge. Die in Bild 2.3 dargestellte, nach dem lasthaltenden Schaltprinzip arbeitende Kupplung verfügt dazu über Tellerfedern zur Erzeugung der Reibkraft. Da im Überlastfall die Reibbeläge durchrutschen, wird sie auch als Rutschkupplung oder Rutschnabe bezeichnet. Die Schaltkraft der Kupplung kann durch die Variation der Federn in Anzahl, Anordnung und Bauart sowie über die Vorspannung der Federn durch die Einstellmutter in einem weiten Bereich variiert werden [MAYR08 A].



1 Nabe, 2 Kettenrad, 3 Reibelemente,
4 Stellschrauben, 5 Tellerfedern

Bild 2.3: Zweiflächen-Rutschkupplung [SCHLECHT07, S. 712]

Bild 2.4 zeigt eine Überlastkupplung, bei der die Drehmomentübertragung reibschlüssig über ein hydraulisches Spannelement erfolgt. Das Spannelement ist aus zwei dünnwandigen Buchsen aufgebaut, deren Spalt über ein Ventil unter Hydraulikdruck gesetzt und über einen Bolzen geschlossen wird. Die äußere Buchse wird geweitet, die innere Buchse zusammengedrückt. Somit entsteht eine spielfreie, reibschlüssige Verbindung zwischen Welle und Spannelement einerseits, sowie zwischen Spannelement und Nabe

andererseits. Das übertragbare Maximalmoment (Auslösemoment) hängt vom Fugendruck zwischen Spannelement und Welle ab.

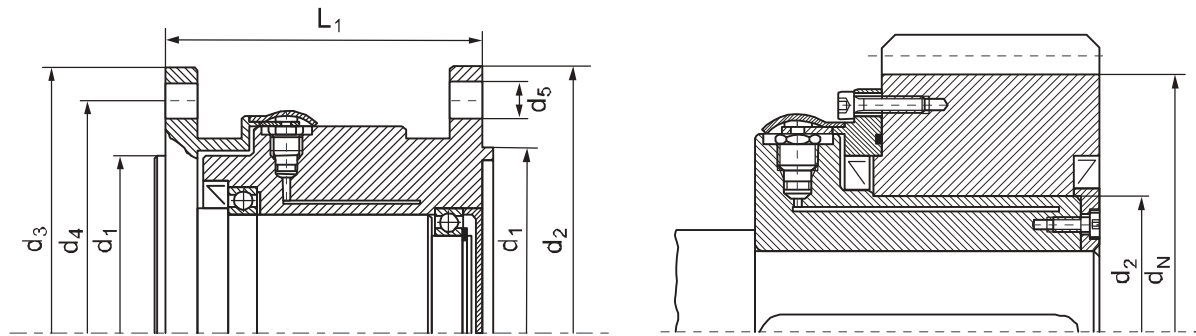


Bild 2.4: Reibschlüssige Überlastkupplung, hydraulisches Spannelement als Rutschnabe mit Gleitlagern zur Verbindung eines Zahnrades mit einer Welle in einem Getriebe - auch Voith-Safe-Set-Kupplung genannt [VOITH08; SCHLECHT07, S. 713]

Das lasttrennende Schaltprinzip dieser Kupplung wird durch das Aufheben des Öldrucks realisiert: Erreicht das übertragene Drehmoment das eingestellte Maximalmoment, so fängt das Spannelement auf der Welle an zu rutschen und lässt das Öl ausströmen. Der Druck fällt schlagartig ab und die Verbindung zwischen Welle und Nabe löst sich. Typische Anwendungsgebiete sind Walzwerke und Brecher, bei denen sehr große Drehmomente übertragen werden. Es werden Kupplungen mit einem Maximalmoment von bis zu 250 kNm angeboten [KOENEN01].

Die in Spindelmutter-Antriebssystemen eingesetzten Vertreter mechanischer Überlastkupplungen werden als reibschlüssige Rutschkupplungen, zunehmend jedoch als federkraftbelastete, formschlüssige Sicherheitskupplungen ausgeführt. Eine Variante dieser Überlastkupplungen zeigt Bild 2.5. Die Drehmomentübertragung erfolgt im Normalbetrieb über Kugeln, die über die Druckscheibe mittels der Tellerfedern in den Senkungen des Druckflansches und der Nabe spielfrei gehalten werden. Eine Drehung der Einstellmutter verändert den Tellerfederdruck und somit das Grenzdrehmoment für Überlast. Im Überlastfall überwindet die Druckscheibe die Haltekraft der Tellerfedern und rückt im Millisekundenbereich [MEYER06, S. 32–34; JAKOB05, S. 70–72] aus. Meist registriert ein Sensor im Überlastfall das Ausrücken der Druckscheibe und schaltet den Antrieb ab. Zudem kann das Grenzdrehmoment über die Auslegung des Senkwinkels α verändert werden [MAYR01 A]. Je nach Bauart gibt es verschiedene Schaltprinzipien. Bei einer gleichmäßigen Teilung der Übertragungselemente rückt die Kupplung in die nächstmögliche Position ein (selbsttätig einschaltend – durchrastend). Bei einer ungleichmäßigen Teilung rückt die Kupplung erst wieder ein, wenn die An- und

Abtriebsseite wieder die gleiche relative Ausgangslage zueinander erreicht haben wie zum Zeitpunkt des Ausrückens (selbsttätig einschaltend – synchronschaltend). Als Vorteile des Systems sind die hohe Leistungsdichte, die hohe Zuverlässigkeit und der geringe Wartungsaufwand zu nennen.

Sperrkörperprinzip:

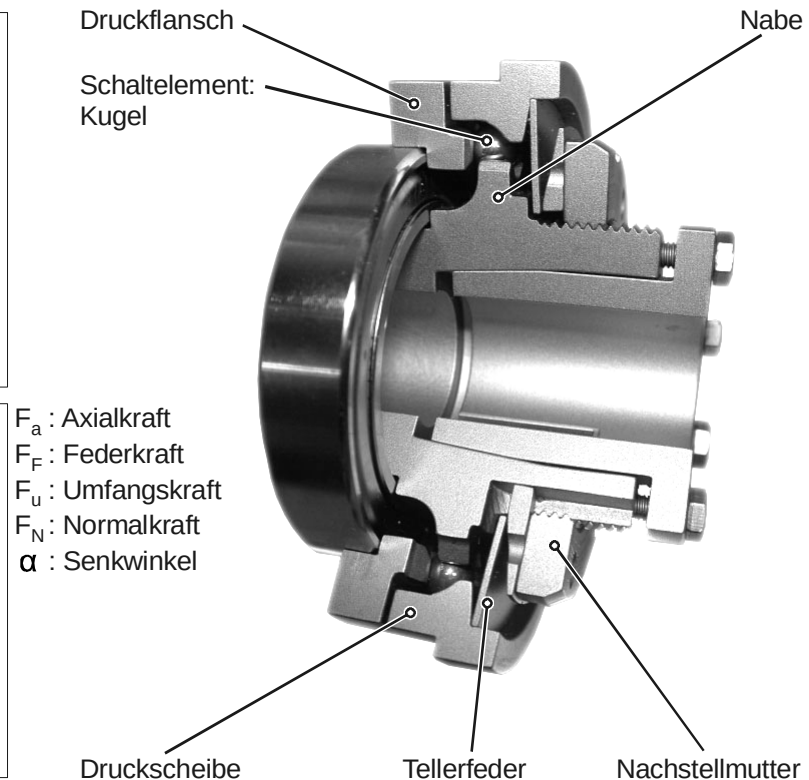
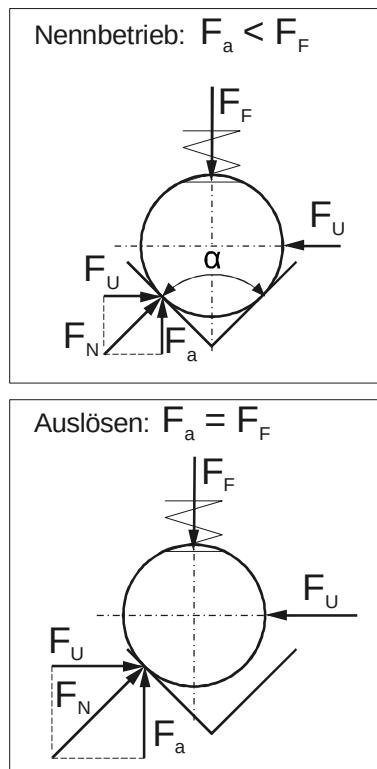


Bild 2.5: Formschlüssige Überlastkupplung mit Kugeln als Schaltelemente (nach [KOENEN01])

Eine weitere Variante stellt die Durchrastkupplung mit Schraubflächen dar (vgl. Bild 2.6). Während viele der bekannten Lösungen das Drehmoment mit Hilfe von Kugeln oder Rollen übertragen, nutzt diese Kupplung das Prinzip der Stirnverzahnung, die durch Federkraft im Eingriff gehalten wird. Dabei sind die Flächen schraubenförmig ausgeführt, sodass an den Kraftübertragungsstellen nicht nur während der normalen Drehmomentübertragung, sondern auch während des Ausschaltvorgangs ein großflächiger Kontakt besteht. Extreme Hertz'sche Pressungen werden damit vermieden. Darüber hinaus ist der axial bewegliche Kupplungsring in mehrere Segmente eingeteilt. Durch die Kegelform der Stirnverzahnung bedingt, schieben die Druckfedern die einzelnen Segmente in der Innenverzahnung des Kupplungsgehäuses nach außen. Die Drehbewegung wird somit spielfrei übertragen. In modernen Maschinen und Anlagen, die häufig mit hohen Drehzahlen oder im Reversierbetrieb laufen, kann nur eine spielfreie Sicherheitskupplung vernünftig eingesetzt werden [MAYR01 c].

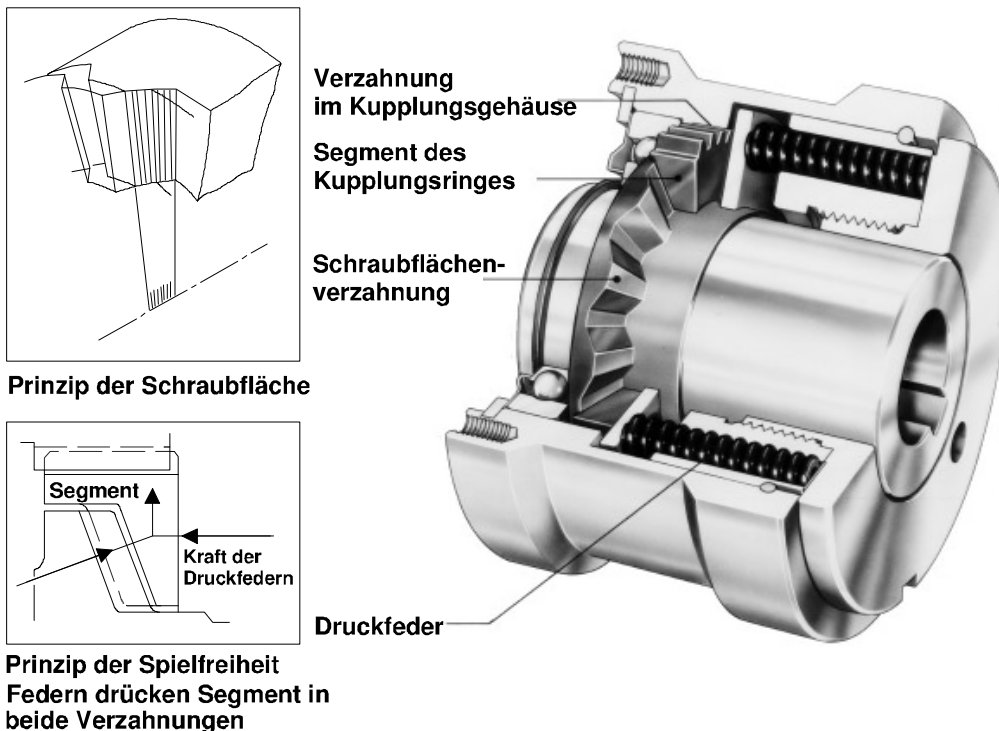


Bild 2.6: Durchrastkupplung mit Schraubflächenverzahnung [WECK01, S. 123]

Weitere Möglichkeiten, die Kraft zur Drehmomentübertragung zu erzeugen, bieten sowohl die Pneumatik, die mittels Kolben eine bestimmte Kraft bereitstellt, als auch die Elektrotechnik, mit der über bestromte Spulen Magnetfelder erzeugt werden. Strom respektive Luftdruck als Steuer- und Regelgröße machen die Kupplung fernbedienbar. Über die Höhe des Stroms beziehungsweise des pneumatischen Drucks kann das übertragbare Drehmoment während des Betriebs immer exakt an den Produktionszyklus angepasst werden [MAYR08 B].

2.1.1.2 Lineare Kraftbegrenzer

In Antrieben, die keine Drehmomente sondern Kräfte übertragen, können lineare Kraftbegrenzer eingesetzt werden. Sie werden hier zu den kraftbetätigten mechanischen Überlastsicherungssystemen gezählt. Die Einsatzbereiche liegen in kurvengesteuerten Vorschubantrieben, Kurbelantrieben oder Spindelmutter-Antrieben [JAKOB83]. Bild 2.7 zeigt einen linearen Kraftbegrenzer, bei dem ein Form-/Kraftschluss zwischen Welle und Nabe zur Kraftübertragung dient. Im Überlastfall führen die Schaltsegmente durch die kegeligen Anlageflächen an der Welle einen radialen Hub aus und geben die Kupplung in axialer Richtung frei. Die Schaltkraft wird durch die Vorspannung der Federn stufenlos eingestellt. Die Wiedereinrastung erfolgt manuell oder automatisch bei Wiedererreichen der Ausgangslage. Die hier gezeigte Kupplung ist mit einem integrierten Schaltsignalgeber für Steuerungsaufgaben und einstellbaren Endanschlägen versehen.

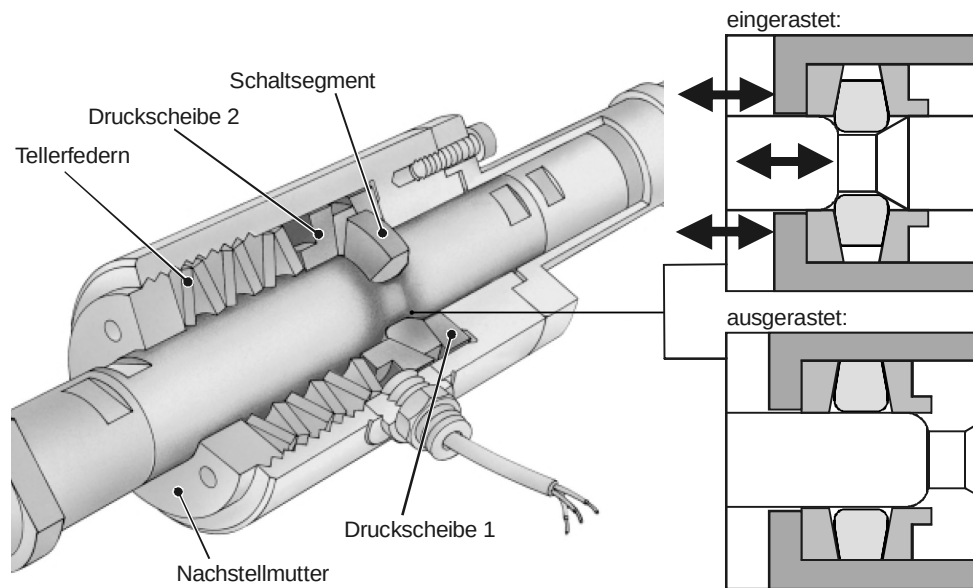


Bild 2.7: Linearer Kraftbegrenzer mit Schaltsegmenten (nach [MAYR08 c])

Des Weiteren existieren formschlüssige, lastabwerfende Kraftbegrenzer für Spindelmutter-Systeme. Die Wirkungsweise ist vergleichbar mit derjenigen der Brechbolzenkupplung. Dabei stellen die Flanschschrauben zum Befestigen der Spindelmutter am Werkzeugschlitten eine Schwachstelle dar. Bei Überschreiten eines Grenzwertes brechen die Schrauben und der Kraftfluss ist getrennt [MAG06].

Zudem sind kraftbetätigte, lastabwerfende, mechanische Überlastsicherungssysteme Stand der Technik (Bild 2.8). Sie werden als passiv auslösende Kupplungen in Spindelmutter-Systeme integriert und können Axialkräfte im Kollisionsfall auf ein Höchstmaß begrenzen.

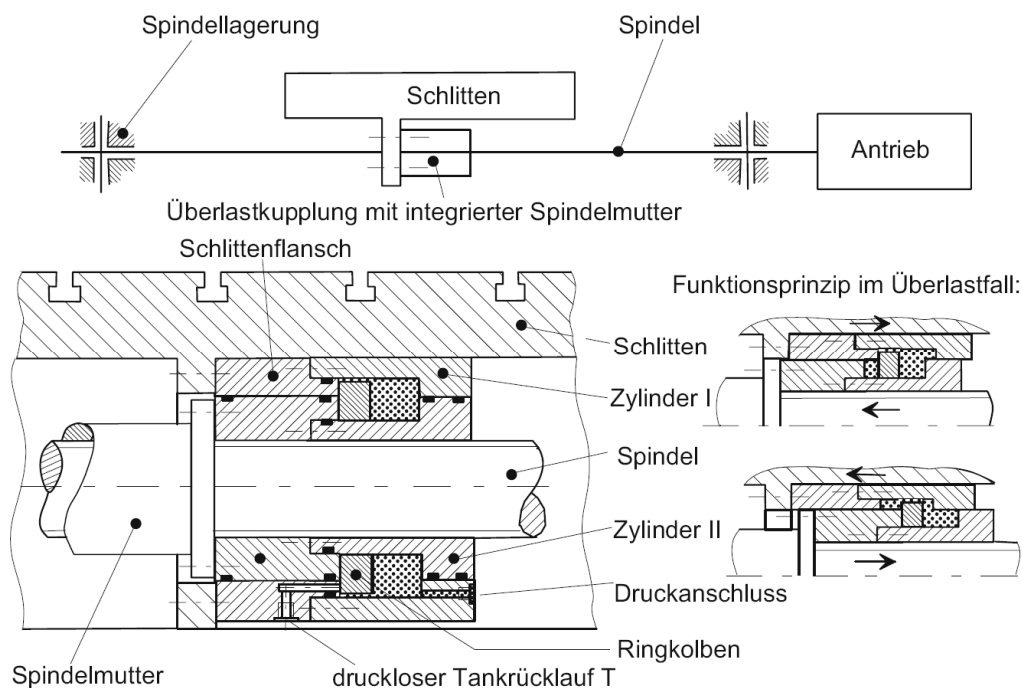


Bild 2.8: Hydraulische Sicherheitsspindelmutter [WECK01, S. 124]

Im eingerückten Zustand geht der Kraftfluss von der Spindel über die Spindelmutter in den mit ihr verschraubten Flansch. Dieser wird mit Hilfe des Ringkolbens axial genau zum anderen Flansch fixiert, der unmittelbar mit dem Schlitten verschraubt ist. Der Ringzylinder wird über den P-Anschluss (Druckanschluss) mit Öl beaufschlagt. Dadurch wird der Ringkolben auf die genau bearbeitete Planfläche der beiden Flansche gepresst und der Ringzylinder gegen den drucklosen Tankrücklauf T abgedichtet.

Die Kraft, mit der der Ringkolben die beiden Flansche verbindet, hängt von der Ringkolbenfläche und vom Hydraulikdruck ab. Überschreitet die am Schlitten angreifende, äußere Kraft die Ringkolbenkraft, so wird der Ringkolben von der Planfläche eines der beiden Flansche abgehoben. Über den Ringspalt zwischen Ringkolben und Zylinder ist damit der Durchfluss zum drucklosen Tankrücklauf freigegeben. Damit fällt am Ringzylinder der hydraulische Druck schlagartig, und die kraftschlüssige Verbindung zwischen den beiden Flanschen bzw. zwischen Spindelmutter und Schlitten ist unterbrochen. Der Beginn des Ausrückhubs wird mit Hilfe von Schaltern erfasst. Daraufhin wird der Servomotor abgebremst. Durch einfache Drehrichtungsumkehr der Antriebsspindel kann die Kupplung nach einer Kollision wieder vorgespannt und somit funktionstüchtig gemacht werden [WECK01, S. 124].

2.1.2 Elektronische Überlastsicherungssysteme

In modernen Antriebssteuerungen sind häufig auch elektronische Überwachungssysteme integriert, die ein ungewolltes Ansteigen des Drehmomentes erkennen und Gegenmaßnahmen einleiten können [BESTLE06, S. 76–78]. Dazu stehen zahlreiche, auf dem Markt etablierte Produkte zur Verfügung. Elektronische Überlastschutzsysteme können z. T. dabei Kollisionen nicht nur erkennen, sondern auch sich anbahnende Kollisionen in allen Betriebszuständen, wie Hand – und Automatikbetrieb, erfassen [WECK01, S. 405]. Dies unterscheidet sie von mechanischen Überlastsicherungssystemen, bei denen erst Maßnahmen ergriffen werden, sobald Überlast vorliegt. Dabei können elektronische Überlastschutzsysteme hinsichtlich ihrer Überwachungsstrategie in sensorlose und sensorarme oder sensorbasierte Verfahren eingeteilt werden (vgl. Bild 2.1) [WECK01, S. 404].

2.1.2.1 Sensorlose Verfahren

Sensorlose Verfahren zur Kollisionsvermeidung bestehen meist aus reinen Softwarelösungen und beruhen auf dem Prinzip der Schutzraumüberwachung. Dadurch können vorab mögliche Kollisionen erkannt und dem Bediener anhand von Warnungen Maß-

nahmen zum Handeln vorgeschlagen werden. Dazu muss der Kollisionsraum mit seinen Komponenten vom Werkzeugmaschinenhersteller geometrisch beschrieben werden. In Echtzeit werden die Verfahrwege sowie die Aktualisierung des Werkstücks berechnet und kritische Situationen an den Bediener gemeldet. Dabei werden Nullpunktverschiebungen, Werkzeugkorrekturen und NC-Befehle interpretiert, um Kollisionen zu vermeiden. Voraussetzung für den Einsatz der Schutzraumüberwachung ist neben einer leistungsfähigen Steuerung zur Berechnung aller Informationen in Echtzeit die fehlerfreie Definition der Geometriedaten. Werkstückrohteile oder Spannelemente sind darin nicht mit inbegriffen. Zudem kann das Einwechseln eines zu großen Werkstücks oder Werkzeugs sowie die Eingabe eines falschen Programms oder einer Fehlbedienung zu Kollisionen führen [WECK01, S. 407].

2.1.2.2 Sensorarme und sensorbasierte Verfahren

In Situationen, in denen die Schutzraumüberwachung nicht zum erwünschten Ergebnis führt, liefern sensorische Verfahren eine zusätzliche Möglichkeit, die Werkzeugmaschine vor schweren Kollisionsschäden zu schützen. Die Steuerung erhält eine Vielzahl von Signalen wie Position, Beschleunigung und Motorstrom, die zur Überwachung des spannenden Prozesses dienen. Die Werkzeuge sowie die Produktionsmaschinen werden durch diese Überwachung optimal ausgelastet und Störungen frühzeitig erkannt. Man spricht hier von Prozessüberwachungssystemen, die jedoch erst bei Überlast eingreifen, nachdem eine Kollision passiert ist. Sensorarme Verfahren ohne zusätzliche Installation von Sensoren überwachen beispielsweise die Antriebsmotorströme und schalten bei steigendem Motorstrom die Maschine ab. Dabei kann es aber schon zu Beschädigungen an den betroffenen Komponenten kommen, da der Anstieg der Motorströme mit einer Verzögerung einhergeht [BRECHER06]. Um dies zu beschleunigen, müssen sensorbasierte Verfahren zum Einsatz kommen, in denen Beschleunigungs- und Kraftsensoren am Spindelkasten oder am Revolver angebracht werden [KAEVER04]. Prozessrelevante Größen der zu überwachenden Komponenten können somit schnell erfasst werden. Das Ziel ist, mögliche sprunghafte Änderungen in Form von Überlast innerhalb weniger Millisekunden zu erkennen und die Werkzeugmaschine abzuschalten. Diese Verfahren arbeiten dabei unabhängig von der Steuerung der Werkzeugmaschine. Voraussetzung ist jedoch das Überschreiten eines vorab eingestellten Grenzwerts.

Grundsätzlich dienen derartige Sensoren der prozessnahen Überwachung. Störquellen infolge von schwankenden Materialeigenschaften des Werkstücks, ungenauen Antrieben sowie Werkzeugverschleiß senken die Qualität des Produkts. Sensorgestützte Prozessüberwachung kann dem entgegenwirken und vorzeitige Störquellen an den Bediener melden. Neben Beschleunigungs- und Kraftsensoren werden dabei auch Sensoren auf akustischer Basis angeboten, die Bearbeitungsgeräusche im Hochfrequenzbereich messen [BRANKAMP08].

Der notwendige Aufwand für sensorbasierte Überwachungssysteme ist enorm. Neben der Auswahl geeigneter Sensoren aus der fast nicht zu überblickenden Vielzahl bereitgestellter Lösungen, der Integration der Sensorik in die Maschine sowie dem Hardwareaufwand für die Sensorkopplung sind im laufenden Betrieb häufig umfangreiche Lern- und Parametriervorgänge erforderlich. Das Ergebnis ist laut Anwenderaussagen häufig nicht ausreichend zuverlässig [KAEVER04]. Unnötige Fehlalarme behindern die Produktion oder nicht erkannte Störungen führen zu Folgefehlern.

2.2 Aachener Modell zur schnellen Kontakterkennung und -verarbeitung

Im Allgemeinen dienen sensorische Verfahren zur Erkennung von Überlast infolge einer Kollision. Die in Kapitel 2.1.2.2 beschriebenen sensorischen Verfahren reagieren jedoch erst dann, wenn es bereits zu Überlastung oder gar Zerstörungen an einer der Komponenten gekommen ist. Daher bedarf es neuer Methoden zur schnelleren und betriebssicheren Erkennung von Kollisionen.

Von [BRECHER06] wurde dazu am WZL der RWTH Aachen ein Lösungsansatz erarbeitet, der darauf beruht, eine Überlast infolge Kollision mittels einer Kontakterkennung zwischen dem Werkzeug und dem Werkstück sowie einer nachgeschalteten Entscheidungslogik schneller als bei herkömmlichen Schutzsystemen zu identifizieren. Das Verfahren erfordert dabei keine Überschreitung prozessrelevanter Signale wie Motorströme oder Beschleunigungen und kann somit unmittelbar reagieren.

Ein Kontakt zwischen Werkzeug und Werkstück ist nicht zwangsläufig eine Kollision, da ein Bearbeitungsbeginn ebenfalls einen Kontakt bedeutet. Deshalb ist die Unterteilung in verschiedene Module notwendig: Ein Kontakterkennungsmodul, das im Wesentlichen aus einem Kontaktsensor in der Nähe des Werkzeugs besteht, und ein Entscheidungslogikmodul, das nach der Kontakterkennung darüber bestimmt, ob eine Kollisionssituation vorliegt. Dazu werden verschiedene Signalmuster gebildet und

miteinander verglichen. Mit Hilfe aktueller Prozesssignale wie Position, Geschwindigkeit und Beschleunigung, die als Soll-Werte von der NC-Steuerung übermittelt werden, kann ein Signalmuster gebildet werden, das maßgeblich auf folgendem Verhältnis basiert:

$$\frac{v_{fSoll}}{n_{MSSoll}} = f_z \cdot z \quad (2.1)$$

Darin werden vorhandene Geometriedaten des Werkzeugs und Materialeigenschaften des Werkstücks berücksichtigt. Zusätzlich werden die Soll-Signale über die NC-Steuerung übermittelt, wodurch der Soll-Zahnvorschub f_z einige Millisekunden im Voraus bestimmt werden kann. Gleichzeitig bildet die Entscheidungslogik über direkte oder indirekte Messsysteme sowie die NC-Steuerung ein weiteres Signalmuster, das die Ist-Werte des Prozesses darstellt. Daraus ergibt sich ein Verhältnis von:

$$\frac{v_{fist}}{n_{MSist}} \quad (2.2)$$

Um einen überlastfreien Prozess zu gewährleisten, müssen die Signalmuster zueinander in einer bestimmten Bandbreite liegen. Werden diese Grenzen überschritten und gleichzeitig ein Kontakt detektiert, liegt eine Kollisionssituation vor. Das System kann sofort eingreifen. Die Bildung der Signalmuster erfolgt dabei während des gesamten Prozesses, wodurch, getriggert vom Kontaktsignal, eine schnelle und sichere Entscheidung getroffen werden kann.

Im Eilgangbetrieb kann in diesem Zusammenhang jeder Kontakt als Kollision gewertet werden, ohne dass weitere Auswertungen nötig sind. In anderen Situationen werden die Soll- und Ist-Signale an die Entscheidungslogik übermittelt und verarbeitet. Der aktuelle Zustand des Zahnvorschubs kann dadurch kontinuierlich bestimmt werden. Überschreiten die berechneten Werte ihre Grenzen, deutet dies auf eine zu hohe Vorschubgeschwindigkeit bezüglich der Drehzahl der Hauptspindel hin, wodurch ein Notstopp durch Reversieren des Antriebs eingeleitet werden kann und nennenswerte Schäden im unteren Geschwindigkeitsbereich bis 8 m/min verringert werden können.

2.3 Defizite und Folgerungen für diese Arbeit

Sensorlos basierte Sicherungssysteme, wie beispielsweise die Schutzraumüberwachung, können Kollisionen schon im Voraus vermeiden, jedoch nur, wenn kein Programmier- oder Bedienfehler vorliegt. Bei solchen Fehlern können sensorarme oder sensorbasierte Systeme eine mögliche Kollision erkennen und das Antriebssystem stoppen. Allerdings sind diese Systeme meist zu langsam [DROPMANN08] und schützen

die Haupt- und Kugelgewindespindel nur bei geringen Geschwindigkeiten. Bei heftigen Kollisionen, wenn z. B. infolge einer Nullpunktverschiebung im Eilgang bei $v_0 > 8 \text{ m/min}$ das Werkzeug auf das Werkstück trifft, würde auch ein Stoppen oder Reversieren des Antriebs die Schäden nicht verhindern können [MAYR02].

Keine Maschine ist vor Kollisionen sicher. Sie lassen sich zwar reduzieren, aber nicht komplett vermeiden [BESTLE06, S. 76–78]. In diesen Situationen können nur noch die Antriebe der Werkzeugmaschinen durch mechanische Überlastsicherungen geschützt werden [DROPMANN08]. Die Reaktions- oder Ausrastzeit mechanischer Überlastsicherungen, die bisher noch passiv bzw. selbstgeschaltet werden, ist dabei abhängig von der Steifigkeit des Antriebssystems sowie der Kollisionsgeschwindigkeit [MAYR02]. So können auch Schäden im unteren Geschwindigkeitsbereich entstehen, wo die Kupplungsausrastzeit langsamer verläuft. Durch die Integration verfügbarer Sicherheitskupplungen zwischen Kugelgewindespindel und Antriebsmotor (vgl. Bild 3.3) wird der Spindelmutter-Antrieb nicht geschützt.

Lineare Kraftbegrenzer, die z. T. schon direkt an der Schnittstelle zwischen Spindelmutter und Schlittenflansch platziert werden können, um somit frühestmöglich die Kollisionskraft zu trennen, reduzieren zwar wirkungsvoll die Kollisionsschäden am Kugelgewindetrieb (vgl. Bild 1.2), verringern jedoch auch enorm die Steifigkeit einer Antriebsachse. Damit steigt die Nachgiebigkeit am Werkzeug und verringert die Genauigkeit. Ebenso wird ein Kraftanstieg bis zum eigentlichen Auslösen benötigt. Mechanische Lösungen können also auch hier die betroffenen Kugelgewindetriebe nur bedingt schützen.

Um dies zu ändern, soll in der vorliegenden Arbeit ein Lösungsansatz untersucht werden, der es vorsieht, die Vorteile elektronischer und mechanischer Komponenten zu vereinen. Dadurch kann mithilfe der Steuerungstechnik die Reaktionszeit durch Erkennen und Verarbeiten einer auftretenden Kollision deutlich verkürzt werden und Maßnahmen zur Schadensverringering unter Zuhilfenahme von mechanischen Komponenten schneller als bei herkömmlichen Systemen eingeleitet werden.

3 Planen und Klären der Aufgabe

3.1 Konkretisierung der Aufgabenstellung

Die zahlreichen Defizite konventioneller Überlastsicherungssysteme sind in den bisherigen Ausführungen deutlich geworden. Um Kollisionssituationen in Werkzeugmaschinen zu vermeiden oder zumindest die Auswirkungen eines Schadens gering zu halten, wird ein kontakterkennungsbasierter Ansatz untersucht, der die Vorteile elektronischer und mechanischer Überlastsicherungssysteme kombiniert. Die Aufgabe der vorliegenden Arbeit ist dabei die Entwicklung der mechanischen Komponenten des Überlastsicherungssystems, die aus einer schnell schaltenden Bremse bzw. Kupplung bestehen. Das schnell schaltende Bremssystem kann vor allem den Spindelkasten inkl. Hauptspindel schützen, indem die Überlast vom Bremssystem aufgenommen wird und bleibende Verformungen verhindert werden. Dazu muss das Bremssystem mit hoher Kraft schnellstmöglich wirken. Eine Überlastkupplung, die eine hohe Axialsteifigkeit aufweist und direkt an der Schnittstelle zwischen Antriebssystem und Werkzeugschlitten in die Spindelmutter integriert ist, kann den Kraftfluss infolge einer Kollision früh unterbrechen und somit das Antriebssystem schützen.

Solche schnell schaltenden Komponenten können nur sinnvoll ihre Aufgabe erfüllen, wenn die Steuerungstechnik zur Erkennung und Verarbeitung einer solchen Kollision ebenso schnell reagiert. Dazu wird das Aachener Modell zur schnellen Kontakterkennung und -verarbeitung benutzt (Kap. 2.2), das Inhalt einer weiteren Arbeit am Werkzeugmaschinenlabor der RWTH Aachen ist und gemeinsam mit der schnell schaltenden Bremse bzw. Kupplung in dem Innonet-Projekt KoBaSiS (Kontakterkennungs-basiertes Überlastsicherungssystem für Werkzeugmaschinen mit Spindelmutter-Antrieben) entwickelt wird [BINZ06B, DENNIG07, S. 94, DENNIG08B]. Das Aachener Modell dient zur Schadensminimierung nur bei niedriger Vorschubgeschwindigkeit bis 8 m/min und kann durch eine Erweiterung mit der zu entwickelnden Bremse / Kupplung Werkzeugmaschinenkomponenten auch bei höheren Vorschüben schützen.

Zur Lösung dieser Aufgabe werden zunächst die Anforderungen für das Bremse-Kupplung-System hergeleitet, woraus ersichtlich wird, dass eine schnelle Schaltung dieser Komponenten nur durch eine aktive Betätigung mithilfe separater Aktoren erfolgen kann. Es folgt die Konzept- und Entwurfsphase. Dabei wird der Stand der Technik linearer Bremssysteme sowie von schnell schaltenden Aktoren betrachtet, inwieweit

diese für die geforderte Aufgabenstellung benutzt werden können. Darauf aufbauend werden Lösungskonzepte für eine Bremse und Kupplung gesucht und diese bewertet. Mit dieser Bewertung war es möglich, Lösungskonzepte für eine schnelle schaltende Aktorik zu erarbeiten (siehe auch Bild 1.4).

3.2 Anforderungen

Sowohl das Bremssystem, als auch die Sicherheitskupplung sollen aktiv betätigt werden, wodurch ein wesentlicher Entwicklungsanteil im Bereich der Aktoren entsteht. Das zentrale Problem besteht dabei in der Verkürzung der Reaktionszeit von Bremse t_{BA} und Kupplung t_K . Diese müssen zur Vermeidung von bleibenden Schäden unterhalb von 5 ms bleiben (Bild 3.1). Um eine derart kurze Reaktionszeit zu ermöglichen, sind extrem schnell schaltende Aktoren gefordert, deren Stand der Technik in Kap. 5 erläutert wird.

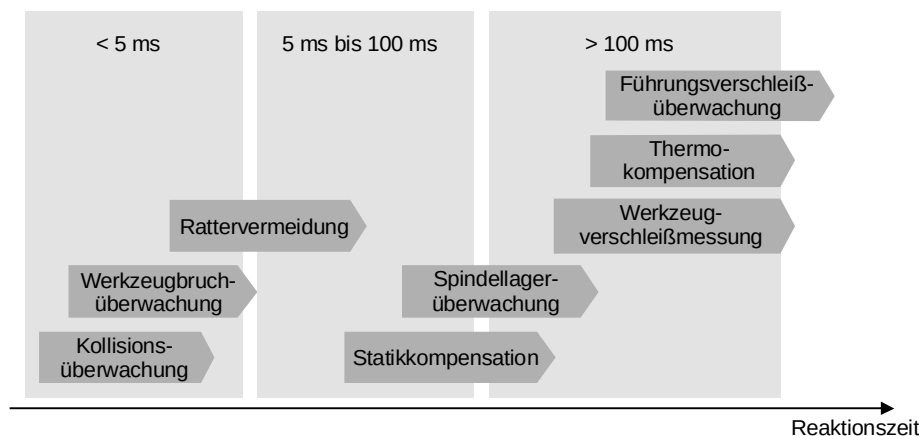


Bild 3.1: Reaktionszeiten für verschiedene Überwachungsanwendungen (nach [KAHMEN05])

Neben der Reaktionszeit hat die Höhe der Bremskraft einen entscheidenden Einfluss auf die Schwere der Kollision. Steigt die Bremskraft bei gleichzeitiger Verkürzung der Reaktionszeit, kann diese möglichst viel Kollisionsenergie aufnehmen und gleichzeitig die Verformung der sich im Kraftfluss befindenden Komponenten reduzieren. Demzufolge verringert sich der Schaden an der Hauptspindel und deren Lagerung; er kann sogar vermieden werden. Verkürzt sich auch die Reaktionszeit der Kupplung, kann diese frühestmöglich den Kraftfluss zwischen Spindelmutter und Werkzeugschlitten trennen, um somit den Kugelgewindetrieb sowie den Antriebsmotor zu schützen.

Im Folgenden werden nun die Anforderungen an die Kupplungs- und Bremseinheit nach [DENNIG08A] näher erläutert.

3.2.1 Anforderungen an die Kupplung

Im Rahmen der Minimierung der Reaktionszeit ist das Ziel die Entwicklung und Konstruktion einer schnell schaltenden Überlastkupplung, die zur Effizienzsteigerung direkt in die Spindelmutter der Werkzeugmaschine integriert ist und elektrisch geschaltet wird. Dadurch erfolgt die Trennung des Antriebstrangs, bevor es zu einem Kraftanstieg durch eine Kollision kommt (Bild 3.2). Herkömmliche Überlastkupplungen benötigen dagegen einen Kraftanstieg bis zu einem eingestellten Grenzwert zur Trennung des Kraftflusses [DROPMANN08].

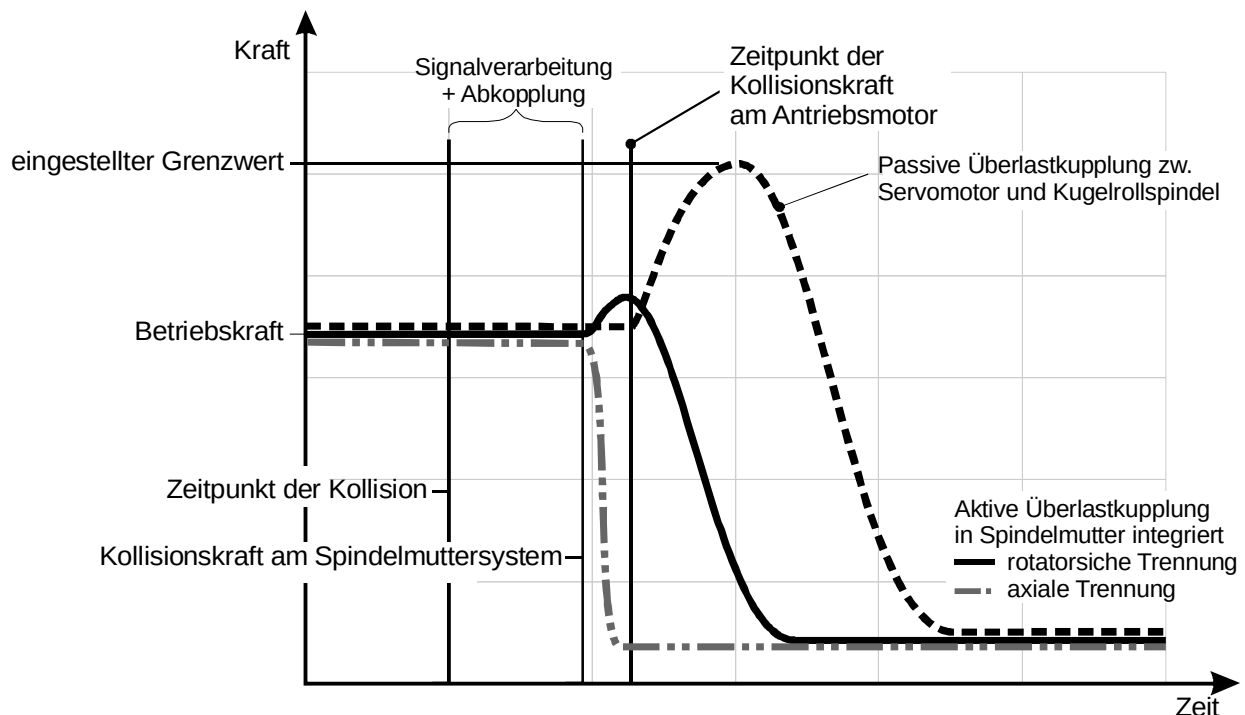


Bild 3.2: Kraftverläufe am Antriebssystem bei einer Kollision

Neben dem mechanischen Konzept der Überlastsicherung soll wegen der unterschiedlichen Auslöse- und Reaktionszeiten parallel auch das Reversieren des Antriebs bei Kollisionskontakt weiterverfolgt werden. Die dadurch entstehenden Beschleunigungen müssen über das Spindelmutter-System übertragen werden. Dabei muss der Spindelmutter-Antrieb die gesamte Masse des Werkzeugschlittens inkl. Aufbauten sicher und spielfrei bewegen. Zudem darf die Funktion des Kugelgewindetriebs nicht beeinträchtigt werden. Infolgedessen soll die zu entwickelnde Kupplung die Schnittstellen des im Prüfstand vorhandenen Kugelgewindetriebs und die Schnittstelle am Werkzeugschlittenflansch nutzen. Zur Festlegung der Anforderungen der Kupplung müssen daher Kugelgewindetriebe und deren kinetische Beziehungen näher erläutert werden.

3.2.1.1 Grundlagen über Kugelgewindetriebe

In der Literatur werden verschiedene Antriebskonzepte mit Kugelgewindetrieben beschrieben. Diese unterscheiden sich in der Art der Lagerung und in den rotatorisch bewegten Komponenten. So kann beispielsweise die Spindel starr mit zwei Festlagern im Maschinenbett verankert sein und die Spindelmutter angetrieben werden. Standardmäßig werden jedoch angetriebene Spindeln in Fest-Loslager-Anordnung mit einer starr am Schlitten verbundenen Kugelgewindemutter verwendet (vgl. Bild 3.3) [DAMBACHER05].

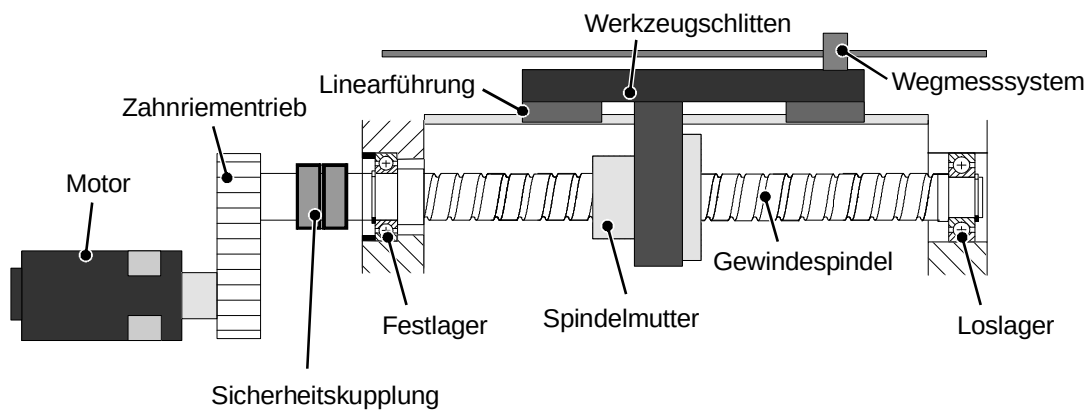


Bild 3.3: Schematischer Aufbau einer Vorschubachse (nach [WECK01, S. 81; DAMBACHER05; LEHNER05])

Der Kugelgewindetrieb selbst besteht aus der Kugelgewindespindel und der Spindelmutter mit den sich darin befindenden Kugeln. Die Spindelmutter hat dabei zwei Anforderungen zu erfüllen. Zum einen muss sie die Umlenkung und Rückführung der Kugeln gewährleisten und zum anderen die Vorspannkraft auf das Spindelmutter-System zur Vermeidung eines Axialspiels aufbringen [GOLZ90; HABERKERN98].

Die Höhe der Vorspannkraft bestimmt maßgebend die Reibung im Kugelgewindetrieb und somit dessen Dynamik, die gesondert betrachtet werden muss. Dazu werden im folgenden Abschnitt Gleichungen zusammengefasst, die sich zum Großteil auf die von [SPIEß70] und [BOEGELSACK63, S. 605–613] abgeleiteten Berechnungsverfahren stützen und auf bekannten Methoden in der Wälzlagertechnik nach [HARRIS07; ESCHMANN64; ESCHMANN53; PALMGREN64] basieren. Die Betrachtung der Kräfte im Kugelgewindetrieb kann dabei durch Übertragung der vom Gleitschraubtrieb bekannten Gleichungen durchgeführt werden.

Zunächst wird die Kraftübertragung bei Reibungsfreiheit ermittelt und in einem weiteren Schritt mit Hilfe des Reibungswinkels ρ das Gesamtreibmoment im Kugelgewindetrieb bestimmt. Zur Vereinfachung wird angenommen, dass alle Kugeln gleichmäßig tragen,

Steigungsabweichungen nicht vorhanden sind und die Geometrie der Profilform sich auf der gesamten Länge von Spindel und Mutter nicht ändert. Der Steigungswinkel α der Schraubenlinie ist in diesem Zusammenhang mit der Steigung P im Nenndurchmesser durch die Beziehung

$$\tan \alpha = \frac{P}{\pi \cdot d_n} \quad (3.1)$$

gegeben [SPIEß70, S. 28].

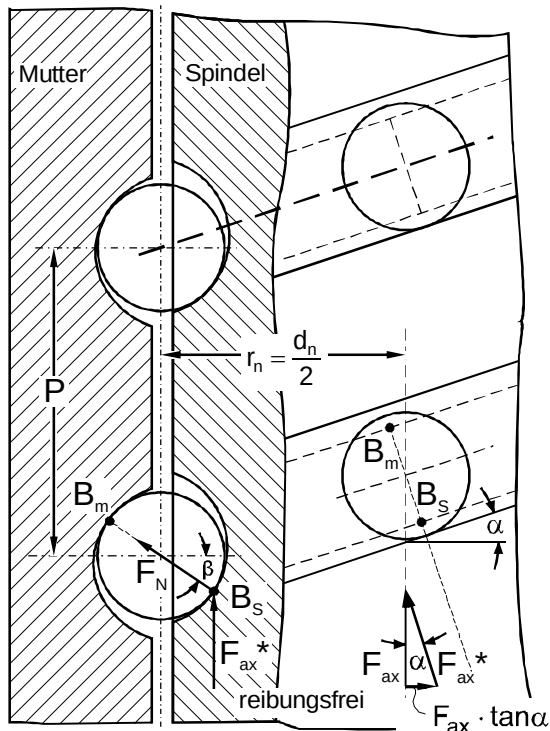


Bild 3.4: Kräfte im Kugelschraubtrieb bei Reibungsfreiheit (nach [SPIEß70, S. 35])

Eine im Kugelgewindetrieb angreifende Axialkraft bzw. Betriebskraft F_{ax} inkl. der Vorspannkraft F_v ruft in den Wälzpunkten B_s und B_m (vgl. Bild 3.4) der tragenden Kugeln Reaktionskräfte hervor, die wegen der um α und β geneigten Flächen nicht in Richtung der Schraubenachse fallen. Sie bilden mit F_{ax} ein räumliches Kräftesystem, das im Gleichgewicht ist. Es reicht jedoch aus, die Gleichgewichtsbedingungen in Achsrichtung anzusetzen [SPIEß70, S. 35].

Unter Vernachlässigung der Reibung in den Berührungspunkten erfolgt die Kraftübertragung über die Kugeln allein in Richtung der Berührnormalen. Ein auf die Spindel eingepprägtes Moment wird aufgrund der Spindelsteigung sowie der fixierten Mutter in eine Axialkraft F_{ax} gewandelt, die auf die Summe der gleichmäßig tragenden Kugeln z_t wirkt. Nach Bild 3.4 kann die Normalkraft F_N durch die Beziehung

$$F_N = \frac{F_{ax}}{z_t \cdot \sin \beta \cdot \cos \alpha} \quad (3.2)$$

hergeleitet werden.

Bei Reibungsfreiheit ist die in Bild 3.4 eingezeichnete Komponente $F_{ax} \cdot \tan \alpha$ die Umfangskraft, die je nach Abstützung die Spindel oder die Mutter in Rotation versetzt. Das dabei erzeugte Drehmoment, im Folgenden Steigungsmoment

$$M_S = r_n \cdot F_{ax} \cdot \tan \alpha \quad (3.3)$$

genannt, wird mit Gl. (3.1) zu

$$M_S = \frac{F_{ax} \cdot P}{2 \cdot \pi} \quad (3.4)$$

Gl. (3.4) ist also bei Reibungsfreiheit unabhängig vom Durchmesser der Wälzpaarung. Umgekehrt erzeugt ein eingeleitetes Moment M_S die Axialkraft F_{ax} [SPIEB70, S. 46]. Je nach Drehrichtung ist dem Steigungsmoment M_S ein Reibungsmoment M_r überlagert. Das Gesamtreibungsmoment ergibt sich somit aus:

$$M_g \approx M_S \pm M_r \quad (3.5)$$

Das Plus-Zeichen in Gl. (3.5) gilt, wenn ein Drehmoment zur Erzeugung einer Axialkraft eingeleitet wird. Das Minus-Zeichen gilt bei Bewegungsumkehr, also bei Erzeugung eines Drehmoments aus der eingeleiteten Axialkraft. Das Reibungsmoment M_r ergibt sich nach [SPIEB70, S. 48] vereinfacht zu

$$M_r \approx F \cdot r_n \cdot \tan \rho, \quad (3.6)$$

wobei F sich aus der äußeren Axiallast F_{ax} und der Vorspannkraft F_v im Kugelgewindetrieb zusammensetzt. Unter $\mu = \tan \rho$ ist der Reibbeiwert des Kugelgewindetriebs zu verstehen. Typische Reibbeiwerte für Wälzschraubung liegen im Bereich von $\mu \approx 0,01$ [SPIEB70, S. 28 ff]. Daraus ergibt sich ein Gesamtreibungsmoment von

$$M_g = \frac{F_{ax} \cdot P}{2 \cdot \pi} \pm (F_{ax} + F_v) \cdot r_n \cdot \tan \rho. \quad (3.7)$$

Die Axialkraft F_{ax} kann dabei nicht nur allein durch das Antriebssystem aufgebracht werden, sondern auch durch einen akuten Stopp infolge einer Kollision. Diese Kollisionskräfte übersteigen meist die statische Tragzahl von üblichen Kugelgewindetrieben, die in Werkzeugmaschinen normaler Baugröße integriert sind. Beispielsweise hat ein Kugelgewindetrieb mit dem Durchmesser 40 mm und einer Steigung von 20 mm eine zulässige statische Tragzahl von ca. 77 kN [MANNESMANN06]. Eine Kollision mit einer

Vorschubgeschwindigkeit von ca. 8 m/min erreicht dabei schon eine Kollisionskraft von bis zu 110 kN [WECK01, S. 123].

3.2.1.2 Kopplungsprinzip

Das Prinzip zur Entkopplung des Werkzeugschlittens vom Kugelgewindetrieb kann auf zwei verschiedene Arten geschehen (Bild 3.5). Bei einer axialen Trennung erfolgt eine vollständige Abkopplung der Massen. Eine kinetische Untersuchung ist nicht weiter nötig. Bei einer rotatorischen Trennung wird jedoch die Drehfixierung der Spindelmutter aufgehoben, wohingegen die Axialkraft weiterhin vorhanden bleibt. Infolgedessen kommt es zum Rotieren der Spindelmutter. Sobald die Winkelgeschwindigkeiten der Spindelmutter und der Spindel identisch sind, ist der Kraftfluss vollständig getrennt. Dies erfordert jedoch die Beschleunigung der drehenden Massen (Spindelmutter, Kugeln, ggf. Kupplungselemente etc.), was eine Verzögerung der Abkopplung nach sich zieht. Zudem wird ein Axiallager zur drehbaren Lagerung der Spindelmutter am Schlitten benötigt. Folglich muss untersucht werden, ob eine rotatorische Trennung hinsichtlich der Kinetik und den dabei entstehenden Kräften in Frage kommt.

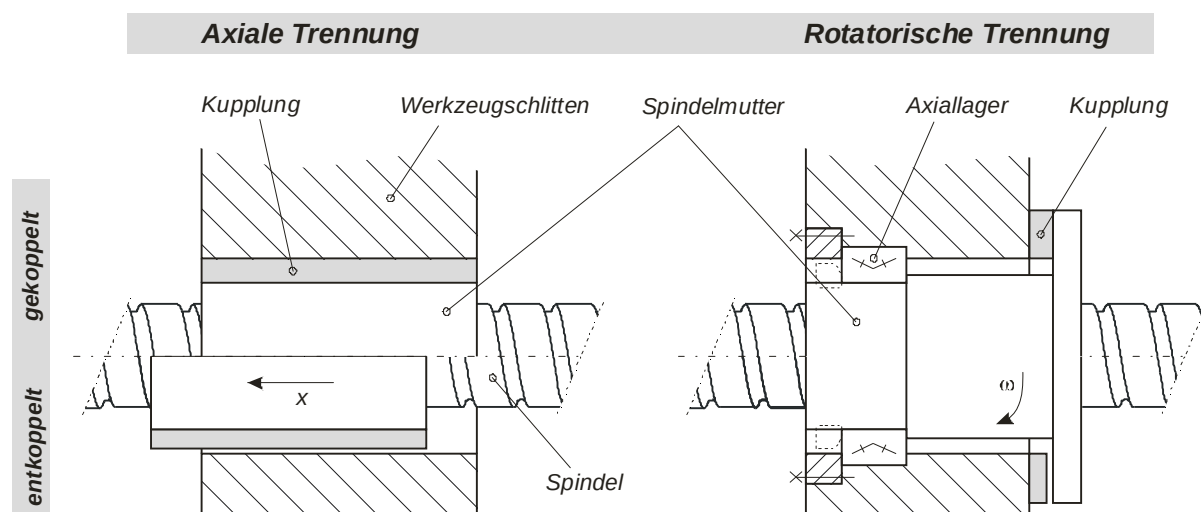


Bild 3.5: Kopplungsprinzipien

Im gekoppelten Zustand ist das eingeleitete Antriebsmoment M_A immer dem Abtriebsmoment am Spindelmutterflansch M_M gleichzusetzen.

$$M_M = M_A \quad (3.8)$$

Bei einer Kollision wird in diesem Fall die rotatorische Fixierung der Spindelmutter gelöst:

$$M_M = 0 \quad (3.9)$$

Gleichzeitig verzögert die Spindelmutter in axialer Richtung infolge der Kollisionskraft F_{coll} mit $\ddot{x}$. Die Verzögerung bewirkt im Kugelgewindetrieb eine Axialkraft F_{ax} , die nach Gl. (3.4) ein Moment erzeugt, das die Mutter in Rotation versetzt (vgl. Bild 3.6).

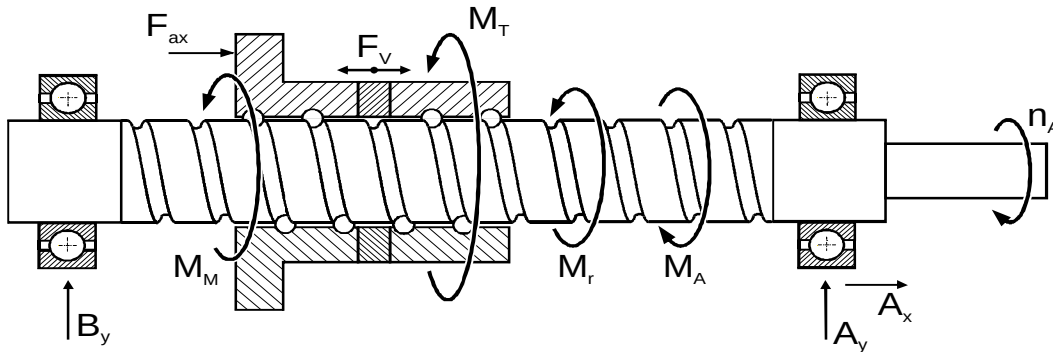


Bild 3.6: Dynamische Beziehungen im Kugelgewindetrieb

Diesem Moment wirken alle äußeren Kräfte der Spindelmutter entgegen. Diese bestehen aus dem Moment der Trägheitsmasse bei beschleunigter, rotatorischer Bewegung M_T und dem Reibmoment M_r (siehe Gl. (3.6)):

$$\frac{F_{\text{ax}} \cdot P}{2\pi} = M_T + M_r \quad (3.10)$$

$$\frac{F_{\text{ax}} \cdot P}{2\pi} = J_M \cdot \dot{\omega}_M + (F_{\text{ax}} + F_v) \cdot r_n \cdot \tan \rho \quad (3.11)$$

Die Winkelbeschleunigung entspricht dabei

$$\dot{\omega}_M = \ddot{x} \cdot 2 \cdot \pi / P . \quad (3.12)$$

Die infolge einer Kollisionskraft F_{coll} entstehende Verzögerung ergibt somit bei einer rotatorischen Trennung eine Winkelbeschleunigung der Spindelmutter. Mit gegebenen Randbedingungen wie J_M , F_v , P , r_n etc. kann abhängig von der Beschleunigung die dabei entstehende Axialkraft im Kugelgewindetrieb berechnet werden. Die hier verwendete Spindel der Firma A. Mannesmann mit dem Durchmesser $d_n = 40$ mm und einer Steigung $P = 20$ mm besitzt eine zulässige Belastung am Gewindetrieb von $F_{\text{axzul}} = 50$ kN bzw. 10 kN am Festlager [MANNESMANN06]. Bild 3.7 zeigt, dass die Axialkraft F_{ax} schon bei geringen Verzögerungen Werte annimmt, die größer als F_{axzul} sind und damit zum Schaden der Spindellagerung führen können. Die Schäden einer Kollision werden demnach aufgrund der durch die negative Beschleunigung entstehenden Axialkraft F_{ax} verursacht. Eine rotatorische Trennung als Kopplungsprinzip wird somit ausgeschlossen.

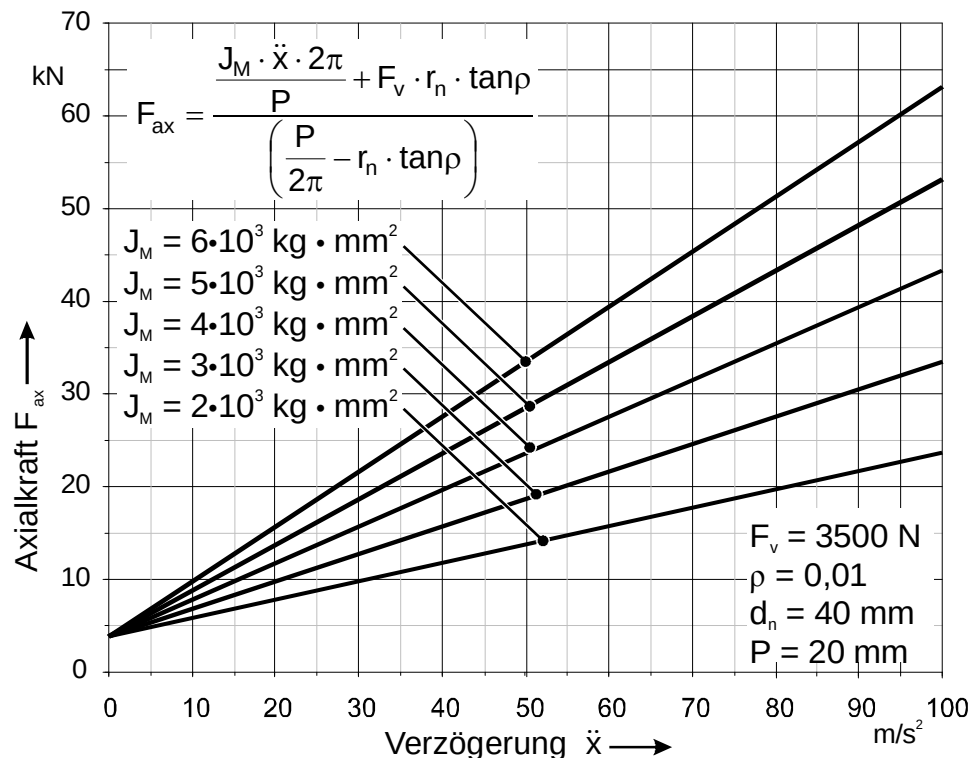


Bild 3.7: Axialkraftverlauf bei unterschiedlichen Verzögerung $\ddot{x}$

Die Kupplung löst allerdings nicht zum Zeitpunkt der Kollision bzw. des Kontakts ab, sondern nach der Reaktionszeit t_K . In dieser Reaktionszeit entstehen durch die Verzögerung der Kollision unterschiedlich hohe Kräfte, die sich durch die Struktur der Werkzeugmaschine durchziehen. Zudem spielt die Steifigkeit der Werkzeugmaschine und des Kollisionsgegenstands eine entscheidende Rolle. Ist die Masse m , die Anfangsgeschwindigkeit v_0 sowie die Steifigkeit der Werkzeugmaschine und des Kollisionsgegenstands C bekannt, kann damit mithilfe des Arbeitssatzes (Gl. (3.13)) der Federweg s_F bis zum Stillstand der Maschine berechnet werden [HIBBELER07, S. 198].

$$\frac{1}{2} \cdot m \cdot v_0^2 = \frac{1}{2} \cdot C \cdot s_F^2 \quad (3.13)$$

Bei der vereinfachten Annahme einer mittleren, konstanten Verzögerung $\ddot{x}$ berechnet sich die Kollisionskraft F_{ax} über die Federsteifigkeit C mit Gl. (3.14).

$$F_{ax} = \sqrt{C \cdot m \cdot v_0^2} \quad (3.14)$$

Die Reduzierung der bewegten Massen, was mit der Integration der Kupplung in die Spindelmutter erreicht wird, sinkt also die Kollisionskraft.

3.2.1.3 Steifigkeitsanforderungen

Statische Belastungen von Werkzeugmaschinen resultieren aus den Prozess- und Gewichtskräften. Durch die wechselnden Prozessaufgaben verändern sich die Kräfte

und Momente in ihrer Größe und Wirkrichtung sowie die Lage der Kraftangriffspunkte. Sie bewirken deshalb jeweils eine unterschiedliche Verformung der Gestelle und damit am TCP (Tool-Center-Point) der Werkzeugmaschine [WECK06, S. 14]. Die Einhaltung der Werkstücktoleranz bei spanenden Maschinen ist also nur durch die Forderung nach einer ausreichend steifen Konstruktion gegeben. Zudem bewirkt die hohe Vorspannkraft F_V im Kugelgewindetrieb maßgeblich die Verhinderung jeglichen Spiels sowie die Erhöhung der Systemsteifigkeit in der Antriebsachse [SPIEB70, S. 18] und sollte durch zusätzliche Maschinenelemente nicht unnötig verringert werden. Eine Kupplung, die in die Spindelmutter integriert wird, stellt ein zusätzliches Bauteil dar, das die Gesamtsteifigkeit des Antriebssystems verringert. Diese setzt sich aus der Steifigkeit der Spindellagerung, der Spindel, der Spindelmutter und der Kupplung zusammen, wohingegen die Steifigkeit der Spindel von der Position des Werkzeugschlittens abhängt. Bild 3.8 beinhaltet die Steifigkeiten der x-Antriebsachse einer Werkzeugmaschine FZ18⁶, die als Prüfstand für die vorliegende Arbeit dient. Durch die Forderung nach einer max. 15%igen Verringerung der Axialsteifigkeit des Antriebssystems (Position der Spindelmutter > 100 mm) ergibt sich eine gewünschte Steifigkeit von $C_K \approx 2000 \text{ N}/\mu\text{m}$ für die Kupplung.

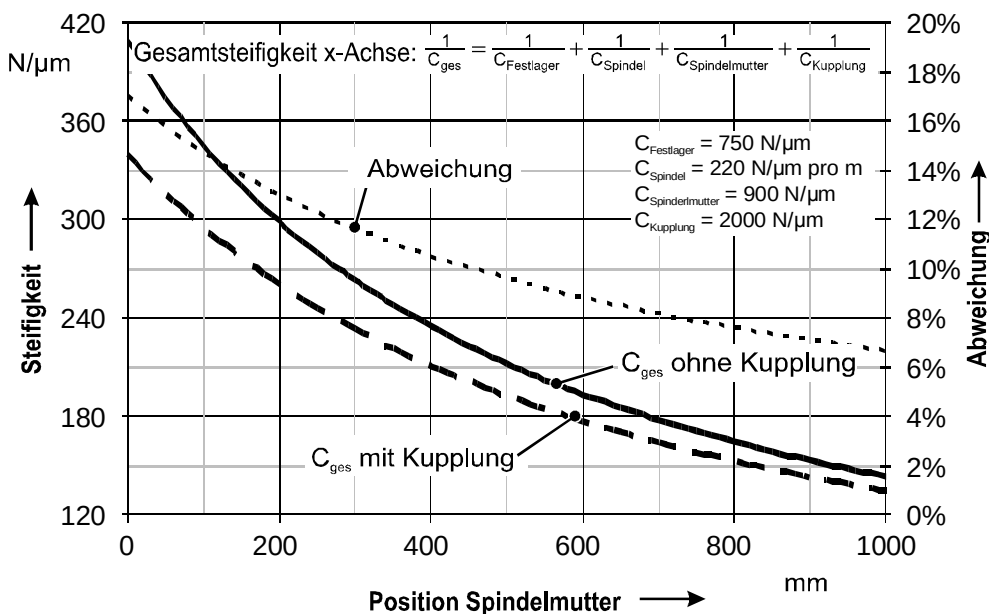


Bild 3.8: Gesamtsteifigkeit C_{ges} der Antriebsachse

Allerdings müssen in diesem Zusammenhang die Steifigkeiten aller im Kraftfluss befindenden Komponenten betrachtet werden. Steifigkeitsuntersuchungen in x-Richtung an

⁶ FZ18: Fräsmaschine in Fahrständerbauweise der Fa. Chiron

der FZ18 haben einen Wert von ca. 14 N/μm ergeben. Für die x-Achse, die alle Komponenten trägt, wird sich daher eine Steifigkeit von $C_K \approx 2000 \text{ N/μm}$ kaum auswirken.

Tabelle 3.1 zeigt die Anforderungsliste für die schnell schaltende Kupplung, wobei nur die wichtigsten Hauptmerkmale dargestellt werden.

F W	Nr.	Anforderungen. Forderung(F), Wunsch(W)	Quantifizierung
	1	Geometrie	
F	1.1	Integration der Kupplung in die Spindelmutter	
F	1.2	Kupplung wirkt im X-Achsen-Antrieb	
W	1.3	Verwendung der Spindel 40x20 von der Fa. A. Mannesmann: Nenndurchmesser der Spindel Gesamtlänge der Spindel Steigung der Spindel	$d_0 = 40 \text{ mm}$ $L_n = 1171 \text{ mm}$ $P = 20 \text{ mm}$
W	1.4	Vorhandene Schnittstellen der Werkzeugmaschine sollen verwendet werden.	
	2	Kinematik	
F	2.1	Lineare Abkopplung des Spindelmutterantriebs	
F	2.2	Entkopplung mechanisch ggf. über Aktoren mit einer Reaktionszeit	$t_K \leq 5 \text{ ms}$
F	2.3	Kupplung wirkt in beide Richtungen der X-Achse Max. Beschleunigung der Masse Max. Lineare Geschwindigkeit	$a_{\max} = 5 \text{ m/s}^2$ $v_0 = 10 \text{ m/min}$
	3	Kräfte	
F	3.1	Bewegung der Massen des Werkzeugschlittens	$m = 1000 \text{ kg}$
F	3.2	Maximale Belastung der Achse	$F_{ax} = 10 \text{ kN}$
F	3.3	Maximale Drehmoment des Servomotors	$M_T = 65 \text{ Nm}$
F	3.4	Steifigkeit der Sicherheitskupplung	$C_K \approx 2000 \text{ N/μm}$
F	3.5	Auf die Spindelmutter darf keine Radialkraft wirken, um die Laufeigenschaften der Spindelkugeln nicht zu beeinträchtigen.	
	4	Signal	
W	4.1	Kupplung wird über elektronische Schnittstelle digital oder analog geschaltet.	
	5	Ergonomie	
W	5.1	Einkupplung nach der Trennung entweder automatisch oder manuell durch Bediener.	
	6	Gebrauch	
W	6.1	Die Kupplung soll auch in anderen Maschinenbaubereichen einsetzbar sein.	
	7	Kosten	
W	7.1	Kosten Serienprodukt Kupplung (pro Achse)	€ 1.200,- ... € 1.500
	8	Termin	
W	8.2	Prototyp Kupplung	01.02.2008

Tabelle 3.1: Anforderungsliste der Kupplung

3.2.2 Anforderungen an das Bremssystem

Zusätzlich zur schnell schaltenden Kupplung muss ein schnell wirkendes, elektrisch angesteuertes Bremssystem entwickelt werden, das nach der Entkopplung des Antriebsstrangs von den linear bewegten Massen einen möglichst schnellen Stopp der Linearbewegung sicherstellen soll. Die Bremse soll für den mehrmaligen Gebrauch geeignet sein. Die dabei zu bremsende Masse umfasst den Werkzeugschlitten der x-Achse inkl. Aufbauten. Weiterhin soll das Bremssystem auf separate, lineare Bremschienen wirken, die fest am Gehäuse verankert sind. Separate Bremschienen sind erforderlich, da bei Bremssystemen, welche auf die Linearführungen wirken, bereits nach wenigen Notstopps die Linearführungen derart beansprucht werden, dass die geforderte hohe Positionsgenauigkeit nicht mehr gewährleistet werden kann. Zudem muss das Bremssystem die Forderungen nach einer geringen Reaktionszeit und nach einer hohen Bremskraft erfüllen.

Der Gesamtbremsweg setzt sich aus zwei Komponenten zusammen. Zum einen muss der Weg x_{BA} berücksichtigt werden, der in der Reaktionszeit des Bremssystems, der so genannten Ansprechzeit t_{BA} , zurückgelegt wird [BRAESS05, S. 467]. Zum anderen gilt es den Weg x_B zu bestimmen, der während des eigentlichen Bremsvorgangs zurückgelegt wird. Unter der Annahme einer gleichmäßig verzögerten Bewegung ($0 > a = \text{const.}$) und der Vereinfachung, dass die Zeit und der Ort bei Null beginnen ($t_0 = 0$ und $x_0 = 0$) sowie bis zum Stillstand abgebremst werden soll ($v(t) = 0$), ergibt sich mit $F = m \cdot a$ der Bremsweg in Gleichung (3.15). Bild 3.9 verdeutlicht den zeitlichen Ablauf des Bremsvorgangs.

$$x_B = m \cdot v_0^2 / (2 \cdot F_B) . \quad (3.15)$$

Die Bremszeit ergibt sich unter gleichen Bedingungen zu

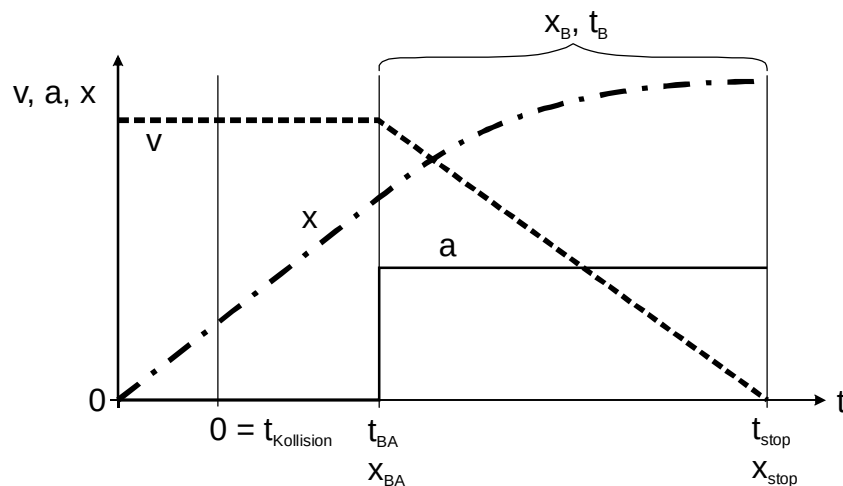
$$t_B = m \cdot v_0 / F_B . \quad (3.16)$$

Der Anhalteweg x_{stop} , in dem die bewegten Massen nach Auslösung der Bremse zum Stehen kommen, lässt sich somit nach Gl. (3.17) bestimmen.

$$x_{\text{stop}} = x_B + x_{BA} = m \cdot v_0^2 / (2 \cdot F_B) + v_0 \cdot t_{BA} \quad (3.17)$$

Die Anhaltezeit ergibt sich aus der Summe der Bremszeit und der Reaktionszeit:

$$t_{\text{stop}} = t_B + t_{BA} = m \cdot v_0 / F_B + t_{BA} \quad (3.18)$$

**Bild 3.9:** Zeitlicher Ablauf des Bremsvorgangs

Die maximal mögliche Verfahrgeschwindigkeit v_0 kann bei gegebenem Bremsweg x_{stop} , Bremskraft F_B , der Ansprechzeit t_{BA} sowie der Masse m mit Gl. (3.19) ausgerechnet werden.

$$v_0 = -\frac{t_{BA} \cdot F_B}{m} \pm \sqrt{\frac{t_{BA}^2 \cdot F_B^2}{m^2} + \frac{x_{\text{stop}} \cdot 2 \cdot F_B}{m}} \quad (3.19)$$

Anhand eines vom Werkzeugmaschinenhersteller überlassenen FEM-Modells (siehe Bild 3.10) einer Werkzeugmaschine FZ18, kann der maximale Bremsweg abgeschätzt werden, bei dem noch keine bleibenden Schäden an den sich im Kraftfluss befindenden Komponenten auftreten. Dabei wurden folgende Lasten aufgebracht:

- Lastfall 1: Einheitslast von 1 kN am TCP in positive x-Richtung
- Lastfall 2: Einheitsbeschleunigung von 10 m/s^2 am Werkzeugschlitten in negative x-Richtung. Damit soll ein Abbremsen der linear bewegten Massen infolge des Bremsystems simuliert werden.
- Superposition aus Lastfall 1 und Lastfall 2

Die daraus resultierenden Spannung und Verschiebungen sind in Tabelle 3.2 dargestellt. Es handelt sich dabei um die Spannungen in den kraftleitenden Gehäuseteilen ohne die Spannungen in den Lagerungen, da diese aufgrund der Datenüberlassung des Werkzeugmaschinenherstellers nicht ermittelt werden konnten.

	Spannung	Verschiebung
Lastfall 1:	$\sigma_{\text{max}} = 3,69 \text{ N/mm}^2$	$\Delta x_{\text{max}} = 0,095 \text{ mm}$
Lastfall 2:	$\sigma_{\text{max}} = 11,34 \text{ N/mm}^2$	$\Delta x_{\text{max}} = 0,29 \text{ mm}$
Superposition aus Lastfall 1 und 2:	$\sigma_{\text{max}} = 10,099 \text{ N/mm}^2$	$\Delta x_{\text{max}} = 0,235 \text{ mm}$

Tabelle 3.2: Spannungen und Verschiebungen am FEM-Modell der WZM

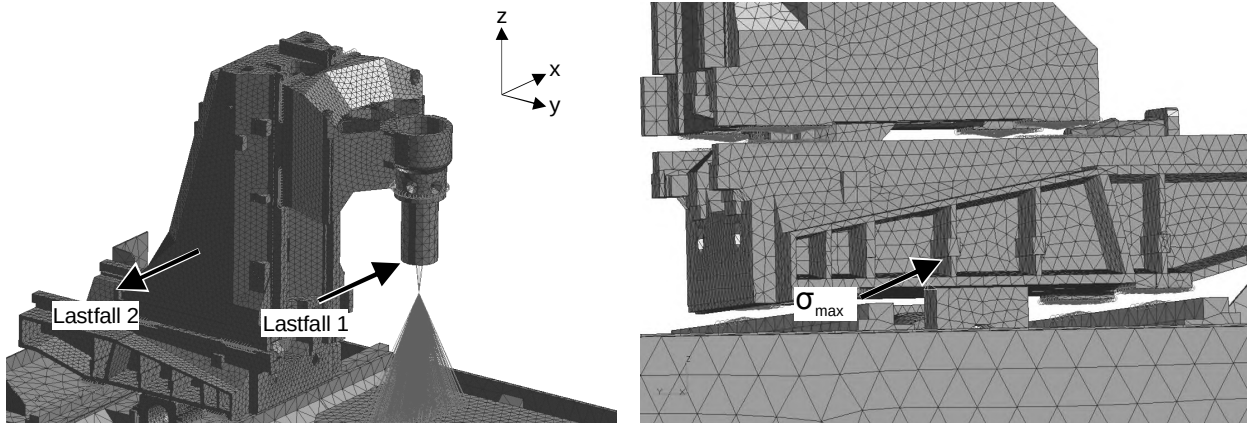


Bild 3.10: FEM-Modell zur maximalen Bremswegermittlung

Bei einer Kollision kann eine Kraft bis zu 110 kN entstehen (vgl. Bild 2.2) [WECK01, S. 123], die nach Tabelle 3.2 im Lastfall 1 umgerechnet zu einer Verformung von 9,5 mm sowie einer Spannung von 369 MPa führt, wodurch Maschinenteile beschädigt werden. Wenn der Bremsweg soweit reduziert werden kann, damit Spannungen vermieden werden, die zu einer Beschädigung an den sich im Kraftfluss befindenden Komponenten sowie den Lagerungen führt, muss eine entsprechend hohe Bremskraft wirken [DENKENA06, S. 102–105].

Aufgrund der Zusammenarbeit mit der Fa. Ortlinghaus im Projekt KoBaSiS soll ein Bremssysteme entwickelt werden, dessen Bremskräfte im Bereich von 16 kN und damit in vergleichbarer Größe zum Produktprogramm liegen. Bei einer geforderten Reaktionszeit von $t_{BA} = 5 \text{ ms}$, einer Anfangsgeschwindigkeit von $v_0 = 10 \text{ m/min}$ sowie einer Schlittenmasse von $m \approx 1000 \text{ kg}$ (inkl. Aufbauten) kann damit nach Gl. (3.17) der mindest erforderliche Bremsweg zu $x_{\text{stop}} \approx 1,7 \text{ mm}$ berechnet werden. Bei diesem Bremsweg kommt es zu einer auftretenden Spannung von $\sigma_{\text{max}} = 66 \text{ N/mm}^2$ und somit zu keiner Beschädigung in den Komponenten. Bisher verfügbare Linearbremsen zur Ermittlung des Stands der Technik sind Inhalt des folgenden Kapitels 4.

Tabelle 3.3 zeigt die Anforderungsliste für die schnell schaltende Kupplung, wobei nur die wichtigsten Hauptmerkmale dargestellt werden.

F W	Nr.	Anforderungen. Forderung(F), Wunsch(W)	Quantifizierung
	1	Geometrie	
F	1.1	Integration in bestehende Werkzeugmaschinen. Hinweis: Zur Erprobung dient eine 3-Achsen-Fräsmaschine in Fahrständerbauweise der Fa. Chiron	
F	1.2	Vorhandene Linearführungen der Werkzeugmaschine nicht nutzen	
W	1.3	Wirkung nah am Schwerpunkt der Werkzeugmaschine, um entstehende Momente zu vermeiden.	
	2	Kinematik	
F	2.1	Ansprechzeit der Bremse	$t_{BA} \leq 5 \text{ ms}$
F	2.2	Maximale Geschwindigkeit der bewegten Massen	$v_0 = 10 \text{ m/min}$
F	2.3	Erforderliche Bremsweg	$x_{\text{stop}} \approx 1,7 \text{ mm}$
F	2.4	Wirkung auf die x-Achse des Prüfstands.	
	3	Kräfte	
F	3.1	Abzubremsende Masse	$m = 1000 \text{ kg}$
F	3.3	Min. Bremskraft	$F_B = 16 \text{ kN}$
	4	Signal	
F	4.1	Ansteuerung der Bremse über eine elektronische Schnittstelle durch einen analogen oder digitalen Impuls.	
	5	Sicherheit	
W	5.1	Funktion nach dem Prinzip: "Fail Safe"	
	6	Ergonomie	
W	6.1	Automatisches Lösen der Bremse nach Bremsvorgang	
	11	Kosten	
W	11.1	Kosten Serienprodukt Bremse	ca. € 500,-
	12	Termin	
W	12.1	Prototyp	01.02.2008

Tabelle 3.3: Anforderungsliste der Bremse

4 Linearbremsen

Das Funktionsprinzip von Bremsen kann mit dem von Schaltkupplungen verglichen werden, jedoch mit der Aufgabe, die Geschwindigkeit einer bewegten Masse zu verringern oder eine Bewegung zu verhindern [BEITZ95, S. G73]. Grundsätzlich lassen sich Rotationsbremsen und Linearbremsen unterscheiden, wobei die vorliegende Aufgabenstellung fordert, linear bewegte Massen abzubremsen. Beim Einsatz von Rotationsbremsen muss dabei die Linearbewegung erst durch geeignete Zusatzbauteile, z. B. Pleuel und Exzentrerscheibe oder Zahnstange und Zahnrad, in eine Rotationsbewegung umgewandelt werden, wodurch allerdings ein Mehraufwand an Einzelteilen entsteht. Wegen den daraus entstehenden Mehrkosten und dem deutlich größeren Platzbedarf eines solchen Bremssystems werden im Folgenden nur Linearbremssysteme betrachtet. Diese können nach dem physikalischen Wirkprinzip in mechanische, pneumatische, hydraulische und elektromagnetische Bremsen eingeteilt werden (Bild 4.1).

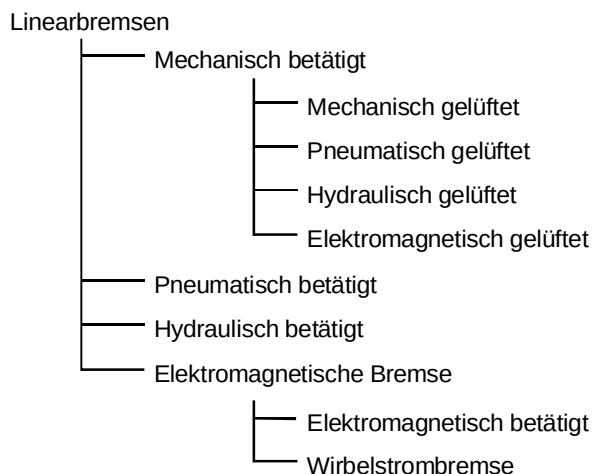


Bild 4.1: Einteilung von Linearbremsen (nach [WAGNER06])

4.1 Mechanisch betätigte Linearbremsen

Bei den mechanisch betätigten Linearbremsen wird die Bewegungsenergie der bewegten Massen über Reibung in Wärme umgewandelt. Die hierzu notwendige Normalkraft auf die Reibpaarungen wird über Federn (Federkraftbremsen) oder Hebelmechanismen aufgebracht. Um einen reibungsfreien Betrieb der Federkraftbremsen zu ermöglichen, müssen auch hier die Reibpaarungen durch pneumatische bzw. hydraulische Zylinder oder durch mechanische bzw. elektromagnetische Komponenten von den Vorspannkräften entlastet (gelüftet) werden. Man spricht dann von mechanisch, pneumatisch,

hydraulisch oder elektromagnetisch gelüfteten Linearbremsen. Sinkt beispielsweise beim Lüften der Bremsen der Hydraulikdruck (vgl. Bild 4.2), schiebt eine Feder einen Keil zwischen die Zylinderwand und einen Reibbelag und verspannt somit die Bremsstange in der Bremse. Bei Energieausfall schließt die Bremse (Fail-safe Prinzip) [TOOTEN06, S. 38–42].

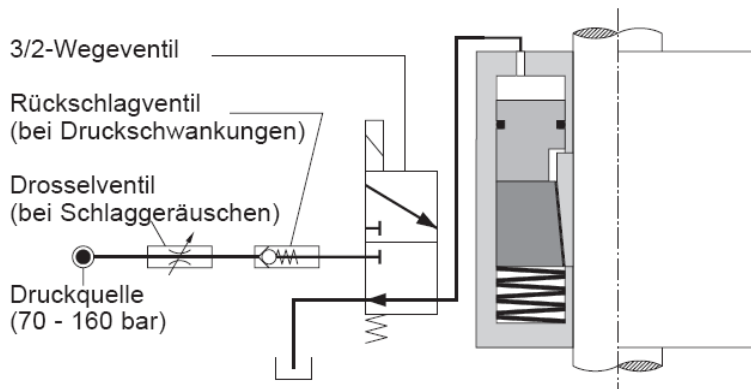


Bild 4.2: Funktionsprinzip einer hydraulisch gelüfteten Linearbremse [MAYR06]

Verfügbar sind Federkraft-Linearbremsen mit Haltekräften von 500 bis 200.000 N. Auch bei den Linearbremsen sind bei vergleichbarer Baugröße die hydraulisch gelüfteten Ausführungen für höhere Bremskräfte ausgelegt als die anderen Bauformen. Allerdings wird dabei ein Ventil benötigt, das nicht nur kurze Reaktionszeiten aufweist, sondern auch hohe Durchflüsse ermöglicht. Derzeit für hydraulisch gelüftete Linearbremsen eingesetzte Ventile erreichen je nach Volumenstrom und Ansprechzeit Entleerzeiten von etwa um 100 ms, mit Sondermaßnahmen 30 ms [BOSCH08 B]. Die Schaltzeiten von pneumatisch gelüfteten Federkraft-Linearbremsen liegen zwar unterhalb der von hydraulisch gelüfteten, allerdings auch bei weit geringeren Haltekräften [MAYR06; WAGNER06]. Beim Einsatz elektromagnetischer Prinzipien kann dabei keine Verbesserung erzielt werden, da sowohl die Bremskräfte zu gering als auch die Reaktionszeiten zum Auf- und Abbau des Magnetfeldes zu groß sind (vgl. auch Kap. 5.1 und 5.3).

4.2 Pneumatisch betätigte Linearbremsen

Pneumatisch betätigte Linearbremsen nutzen Komponenten wie Zylinder und Kolben, um damit eine für die Reibung notwendige Normalkraft auf die Reibpaarungen auszuüben. Im bremsfreien Betrieb werden die Brems Elemente meist durch Federn in ihre Ausgangsposition geschoben. Weil Linearbremsen meist als Sicherheitsbremsen in Maschinen oder Anlagen zum Einsatz kommen, finden pneumatisch betätigte Ausführungen in der Regel keine Anwendung, denn bei einem Ausfall der Druckluftversorgung bleiben diese Bremsen wirkungslos. Daher sind auf dem Markt auch keine komplett

pneumatisch betätigten Linearbremssysteme verfügbar. Es werden lediglich pneumatisch betätigte Bremszangen angeboten, die im eigentlichen Sinne für den Einsatz an Bremsscheiben bestimmt sind [WAGNER06]. Durch eine entsprechende Konstruktion lassen sich jedoch solche Bremszangen, die mit Bremskräften bis zu 33 kN pro Zange verfügbar sind [RIETSCHOTEN08 B], auch an einem Bremsband oder einer Bremsschiene parallel zu einer Linearführung anbringen und dadurch als Linearbremse nutzen.

Ein entscheidender Nachteil bei pneumatisch gelüfteten Bremsen sind die im Vergleich zu hydraulisch gelüfteten Bremsen geringeren Bremskräfte, weil pneumatische Anlagen in der Regel mit sehr viel geringeren Drücken arbeiten als hydraulische (Pneumatik: $p \leq 10$ bar; Hydraulik: mehrere 100 bar). Ein weiterer Nachteil der Pneumatik sind die großen Volumina an Arbeitsmedium (wegen der hohen Kompressibilität der Luft), die bewegt werden müssen. Diese steigen mit zunehmendem Druck. Um mit den vergleichsweise geringen Kräften dennoch große Normalkräfte auf die Reibpaarungen aufbringen zu können, sind große Hebelmechanismen erforderlich.

4.3 Hydraulisch betätigte Linearbremsen

Bei hydraulisch betätigten Bremsen erfolgt die Anpressung der Reibpaarungen über Hydraulikzylinder. Der Rückzug der Brems Elemente erfolgt auch hier in der Regel über Federn. Durch den Einsatz solcher Bremsen sind bei etwa gleicher Baugröße sehr viel größere Bremskräfte realisierbar als bei pneumatisch oder elektrisch betätigten [MAYR03]. Allerdings werden auch diese Bremsen nicht als Sicherheitsbremsen eingesetzt, weil bei einem Ausfall der Druckölversorgung die Bremsen wirkungslos bleiben. Verfügbar sind lediglich hydraulisch betätigte Bremszangen mit Bremskräften bis zu 320.000 N [RIETSCHOTEN08 A], die sich durch die Verwendung eines linearen Bremsbandes als Linearbremse nutzen lassen. Des Weiteren werden bei Schienenfahrzeugen selbstverstärkende hydraulische Bremssysteme eingesetzt [LIERMANN06, S. 500–507].

4.4 Elektromagnetische Linearbremsen

Bei elektromagnetischen Linearbremsen lassen sich wieder zwei verschiedene Bauformen unterscheiden: Elektromagnetisch betätigte Bremsen und Wirbelstrombremsen. Ähnlich wie bei den bereits beschriebenen Bauformen wird die Bremswirkung bei elektromagnetisch betätigten Linearbremsen durch Anpressen von Reibkomponenten aneinander erreicht. Die hierzu erforderliche Kraft wird durch Elektromagnete auf die entsprechenden Komponenten aufgebracht. Weil auch hier bei einem Ausfall der elek-

trischen Versorgung die Bremsen wirkungslos bleiben, werden derzeit keine komplett elektromagnetisch betätigten Linearbremsen angeboten. Allerdings sind elektromagnetisch betätigte Bremszangen erhältlich [RINGSPANN08], die sich zusammen mit einem Bremsband bzw. einer Bremsschiene als Linearbremse einsetzen lassen.

Eine Linear-Wirbelstrombremse besteht aus einer Metallschiene und einer speziellen Anordnung von Magneten (Elektromagnete oder Permanentmagnete) [JANG01, S. 2627–2629]. Durch die Relativbewegung dieser beiden Komponenten werden im Innern der Metallschiene Wirbelströme induziert, die selbst wiederum ein Magnetfeld erzeugen. Die Richtung dieses Magnetfeldes ist entgegengesetzt zu dem des äußeren, wodurch sich eine Bremswirkung einstellt.

Zudem existiert die elektronisch geregelte Keilbremse, bei der ein kleiner Elektromotor einen Bremsbelag mit keilförmigem Rückenprofil zwischen Bremsbacken und Bremscheibe schiebt. Der Keil nutzt die kinetische Energie des Fahrzeugs und wandelt sie in Bremsenergie um. Wegen dieser Selbstverstärkung wird nur ein Zehntel der Energie einer heutigen hydraulischen Bremse benötigt [HOFMANN05, S. 68].

4.5 Defizite linearer Bremssysteme

Um den Werkzeugschlittens im Kollisionsfall abzubremsen, sind Bremsen erforderlich, die in einer sehr kurzen Reaktionszeit wirken. Bei den unterschiedlichen Wirkprinzipien der Bremssysteme resultiert die Bremskraft aus verschiedenen Energieformen. Elektromagnetisch betätigte Bremsen benötigen eine elektrische Stromversorgung, die entweder direkt die erforderliche Bremskraft aufbringt oder für Schaltvorgänge notwendig ist. Pneumatisch betätigte Bremsen erfordern Zusatzaggregate, die die notwendigen Arbeitsmedien mit entsprechendem Druck und Volumen zur Verfügung stellen. Wenn sehr große Bremskräfte gefordert sind, ist allerdings die Wahl einer hydraulischen Bremse aufgrund der hohen Leistungsdichte besser. Außerdem sind beim Einsatz hydraulischer Fluide aufgrund der sehr geringen Kompressibilität im Vergleich zu Gasen als Druckmedium sehr viel kleinere Volumina für den Arbeitsprozess erforderlich. Die hydraulischen Bremsen besitzen jedoch nicht die geforderten Reaktionszeiten, die nur durch den Einsatz schnell schaltender Ventile erreicht werden können.

Hieraus folgt, dass es derzeit keine auf dem Markt verfügbaren Bremssysteme gibt, die für diese Arbeit verwendet werden können. Zur Betätigung schnell schaltender Bremsen sind also Aktoren mit sehr kurzer Schaltzeiten notwendig, die im folgenden Kapitel beschrieben werden.

5 Schnell schaltende Aktoren

Grundsätzlich werden zahlreiche Typen und Klassifikationen von Aktoren unterschieden. Im Hinblick auf die Aufgabenstellung werden im Folgenden jedoch nur solche Aktoren vorgestellt, die mit einer Schaltzeit im Bereich weniger Millisekunden und einer ausreichenden Leistung Linearbewegungen ermöglichen. Nicht nur Piezoaktoren, Hubmagnete und Formgedächtnislegierungen [GLÄSER03, S. 65–68] erfüllen diese Forderungen, sondern auch hydraulische und pneumatische Antriebe sowie pyrotechnische Aktoren. Bezüglich der Bewertungskriterien Stellzeit, Stellkraft, Stellweg, Bauraum, Kosten und Reversierbarkeit werden die in Bild 5.1 hervorgehobenen Aktoren hinsichtlich ihrer Linearbewegung beschrieben. Die Aktoren in grauer Schrift sind aus Gründen des niedrigen Entwicklungsstandes oder der geringen Reaktionszeit für lineare Bewegungen nicht näher bewertet. Dazu zählen auch die Elektro- oder Schrittmotoren, bei denen die Rotationsbewegung durch Zusatzeinrichtungen erst in eine Linearbewegung umgewandelt werden muss, wodurch Reaktionszeit verloren geht. Ebenso zählen Thermobimetalle bzw. Wärmedehnelemente, deren Erwärmung lange dauert, zu den langsameren Aktoren. Bezüglich der striktiven oder rheologen Aktoren ist die Entwicklung noch nicht in dem Maße fortgeschritten, um diese hier zu betrachten [BINZ07, S. 32–34].

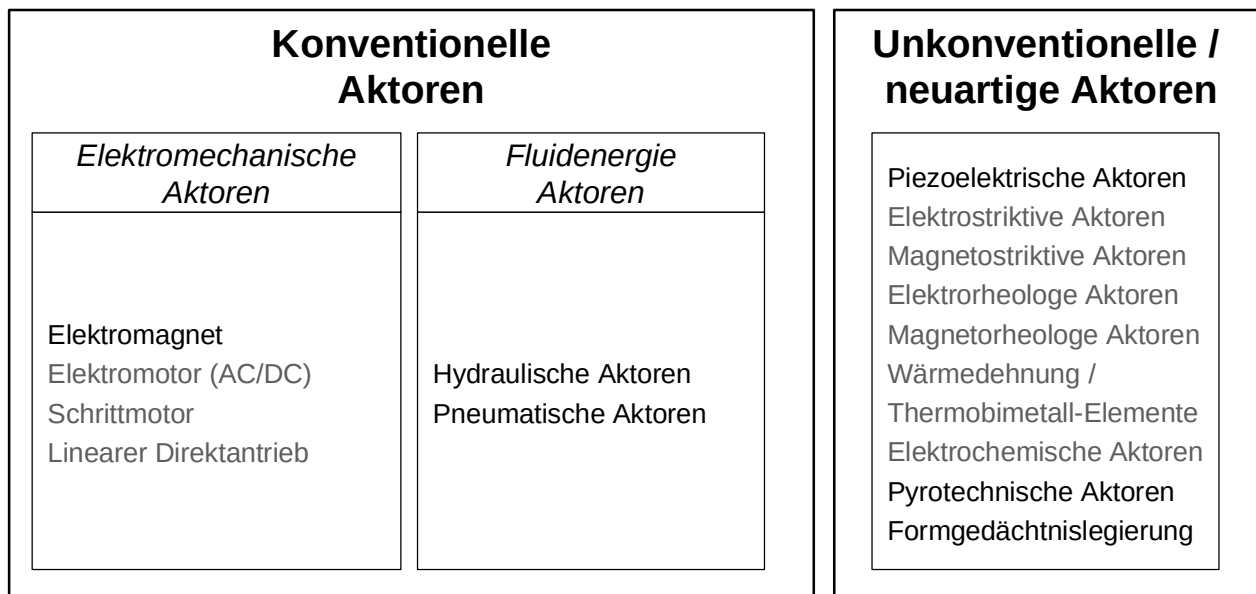


Bild 5.1: Einteilung Aktoren (nach [ISERMANN02, S. 314])

5.1 Hubmagnet

Der Hubmagnet hat einen sehr hohen Entwicklungsstand, besitzt eine hohe Zuverlässigkeit und wird seit Jahrzehnten in Serie produziert. Er ist daher auf dem Markt kostengünstig zu beziehen und findet in sehr vielen Gebieten seinen Einsatz.

Ein elektromagnetischer Aktor – mit Ausnahme des Haftmagneten – besteht aus mindestens drei magnetischen Komponenten (vgl. Bild 5.2): Einem zylinderförmigen, hohlen Magnetkörper, der aus Pol, Joch und Gehäuse aufgebaut ist, darin eingelassen eine Zylinderspule sowie ein zylinderförmiger Anker mit Führungsstange.

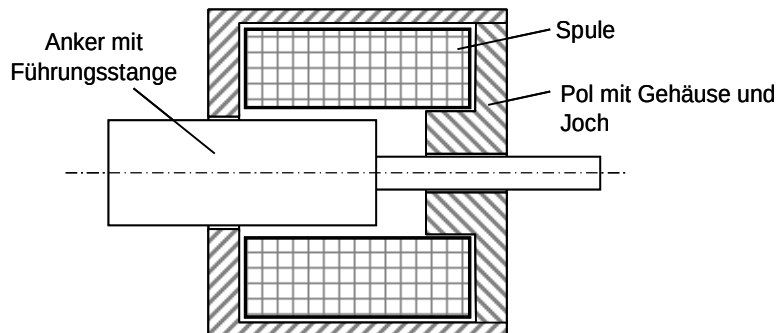


Bild 5.2: Einfachhubmagnet [ENGEL06]

Die als Hub (s) bezeichnete Bewegung des Ankers zwischen der Hubanfangslage (s_0) und der Hubendlage (s_1) ist ausschlaggebend für den Verlauf der Magnetkraft [LUNK02; LINSMEIER00, S. 13]. Abhängig von der Form bzw. Konstruktion des Pols ergeben sich verschiedene Magnetkraft-Hub-Kennlinien (vgl. Bild 5.3). Durch die Gestaltung von Anker und Ankergegenstück kann die Kennlinie über dem Hub s beeinflusst werden. Angaben zur Magnetkraft-Hub-Kennlinie finden sich im Datenblatt des Herstellers.

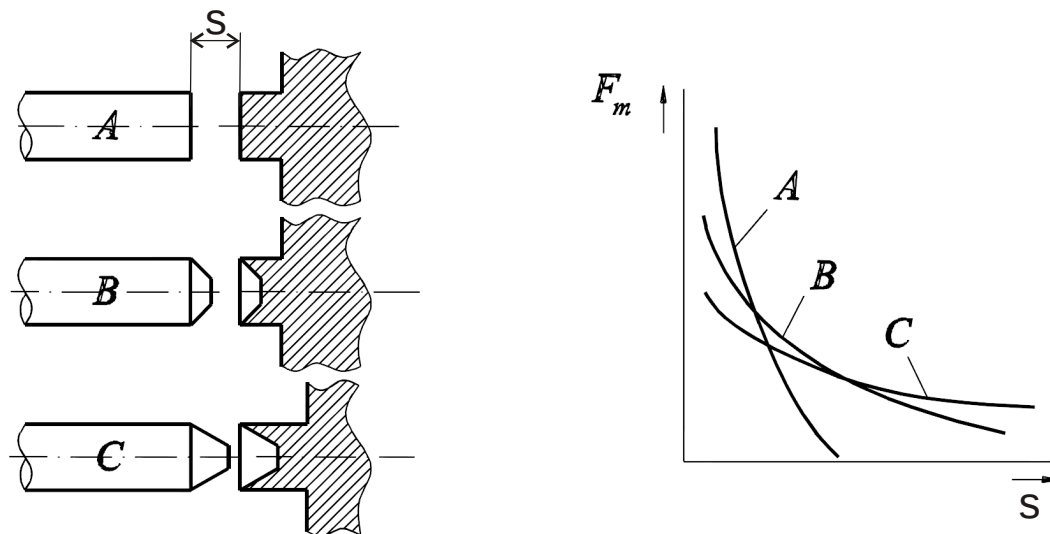


Bild 5.3: Kennlinienbeeinflussung am Hubmagneten: A Ausgangszustand, B 90°-Kegel, C 60° - Kegel [SCHINKÖTHE08, S. 72]

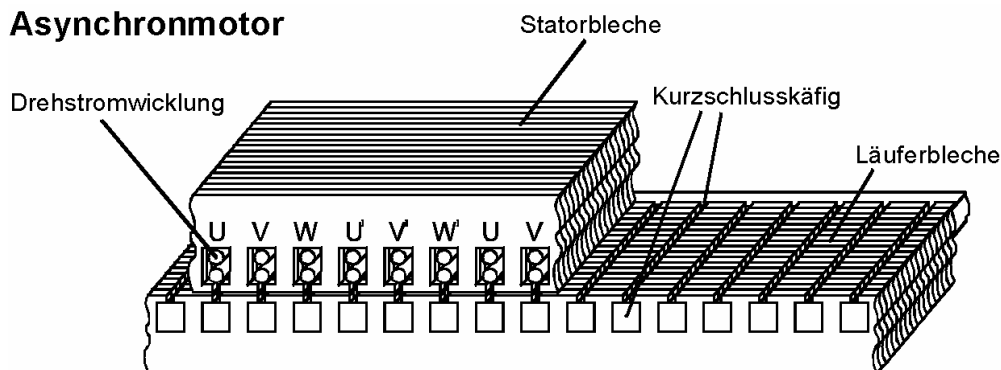
Des Weiteren spielt die Anzugszeit des Magneten eine wichtige Rolle. Grundsätzlich gilt, je stärker der Magnet, desto länger dauert es, das Magnetfeld der Spule vollkommen aufzubauen. Daher setzt sich die Anzugszeit, die die Zeitspanne bis zum Erreichen der Hubendlage darstellt, aus dem Ansprechverzug und der Hubzeit zusammen [ISLIKER MA08]. Der Ansprechverzug entsteht durch die Verzögerung vom Einschalten des Erregerstroms bis zum vollständig ausgebildeten Magnetfeld und der Überwindung der Trägheitskraft des Ankers. Die Hubzeit ist die Zeitspanne, die der Anker von der Anfangs- bis zur Endlage benötigt. Optimierungsmöglichkeiten hinsichtlich Schaltzeitverkürzung bestehen in der Übererregung des Magneten [MACCON07; LINSMEIER00, S. 11]. Die Zeit, die zum Aufbau des Magnetfelds benötigt wird, lässt sich nach Gl. (5.1) bestimmen [LUNK02].

$$i = \frac{U}{R} \cdot (1 - e^{-(t/\tau)}) \quad \text{mit } \tau = L / R \quad (5.1)$$

5.2 Linearer Direktantrieb

Die Funktionsweise von Linear-Direktantrieben ist vergleichbar mit einem abgewickelten Elektromotor, wobei dem Rotor dabei der Läufer entspricht (vgl. Bild 5.4) [SCHWARZ07].

Asynchronmotor



Synchronmotor

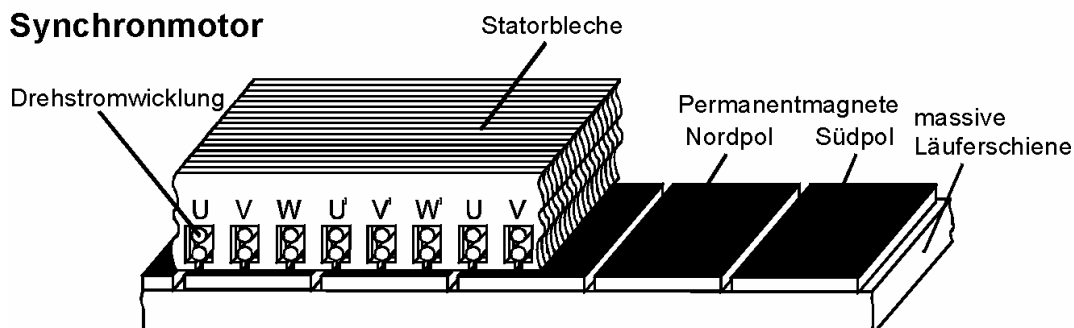


Bild 5.4: Schema eines linearen Direktantriebs [Weck01, S. 31]

Linearmotoren kommen zunehmend in Werkzeugmaschinen sowie bei Positioniersystemen und Handlingsystemen in der Lineartechnik zum Einsatz. Norma-

lerweise werden Vorschubkräfte von einem sich drehenden Elektromotor erzeugt und in einem Getriebe in eine translatorische Bewegung umgesetzt. Die Bewegung wird also indirekt herbeigeführt. Linearmotoren ermöglichen es, direkt eine translatorische Bewegung auszuführen. Man nennt sie deswegen auch lineare Direktantriebe.

Linearantriebe weisen Beschleunigungen bis 1000 m/s^2 [DANAHER07], Verfahrgeschwindigkeiten bis 10 m/s und Kräfte bis 20 kN (max. 70 kN) auf. Antriebe in dieser Größenordnung liegen jedoch im höheren Preissegment und benötigen einen großen Bauraum. Die Reaktionszeit bei Linearantrieben hängt stark von der Zeit ab, die bis zum Erreichen des maximalen Spulenstroms und somit der maximalen Vorschubkraft benötigt wird.

Zur Vorschubbewegung in Werkzeugmaschinen haben sich in den letzten Jahren die Linearmotoren etabliert, da sie eine hohe Dynamik, lange Verfahrswege und gutes Regelverhalten aufweisen. Gerade im Bereich der Hochgeschwindigkeitsbearbeitung (HSC) mit Schnitt- und Vorschubgeschwindigkeiten, die im Vergleich zu üblichen Prozessen um ein Vielfaches höher liegen, lassen sich die mechanischen Übertragungselemente nur bedingt nutzen [WECK01, S. 29–30]. Ein Nachteil des Linearmotors ist jedoch sein geringer Wirkungsgrad bzw. seine hohe Verlustleistung, die zu einer erheblichen Wärmeentwicklung führt. Daher ist vor allem eine effektive Kühlung der Linearmotoren für deren Einsatz in Werkzeugmaschinen erforderlich [WECK01, S. 36; BRUNNER05, S. 1–4].

5.3 Fluidenergie-Aktoren

Bei hohen Stellkräften werden oft fluidische Antriebe eingesetzt, wobei Hydraulik- und Pneumatikaktoren zusammengefasst als Fluidenergieaktoren bezeichnet werden.

Hydraulikaktoren werden standardmäßig in Form von Hydraulikzylindern verwendet. Bei großflächigen Kolben und/oder bei großen Stellwegen sind allerdings große Volumina erforderlich, die zu einer langen Befüllzeit bzw. Stellzeit des Zylinders führen und mittels der Bernoulli'schen Gleichung (5.2) mit Verlustglied näherungsweise bestimmt werden können [WILL07].

$$\frac{p_1}{\rho} + g \cdot h + \frac{v_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + g \cdot h + \frac{v_2^2}{2} + \zeta \cdot \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} \quad (5.2)$$

Hierbei soll die Annahme getroffen werden, dass das Volumen des Druckspeichers sehr viel größer sei als das des Zylinders: $V_1 \gg V_2$. Dadurch geht die Strömungsgeschwindigkeit v_1 des Fluids im Druckspeicher V_1 gegen Null. Zudem kann der Schweredruck in

hydraulischen Anlagen vernachlässigt werden. Unter Verwendung von Gl. (5.3) kann dann die Befüll- bzw. Stellzeit eines Hydraulikzylinders nach Gl. (5.2) berechnet werden (Gl. (5.4)).

$$Q = v_2 \cdot A_2 = V_2 / t_2 \rightarrow t_2 = \frac{V_2}{v_2 \cdot A_2} = \frac{S_{\text{Kolben}}}{v_2} \quad (5.3)$$

$$t_2 = \frac{S_{\text{Kolben}}}{\sqrt{2 \cdot \frac{p_1 - p_2}{\rho \cdot (1 + \zeta)}}} \quad (5.4)$$

Die Stellzeit hängt jedoch sehr stark von der verwendeten Ventiltechnik ab. Ausschlaggebend sind dabei die Ventilöffnungszeit und der Volumenstrom in Abhängigkeit des Hydraulikdrucks. Auf dem Markt sind schnell schaltende Ventile verfügbar, die jedoch Vor- und Nachteile in Bezug auf den Volumenstrom und die Kosten haben. So gibt es beispielsweise magnetisch betätigte Kugel-Sitzventile, die Schaltzeiten von 1 ms aufweisen [GSR08]. Dabei wird eine magnetisierbare Kugel mittels eines Magnetfeldes seitlich vom Sitz bewegt und das Ventil geöffnet (Bild 5.5). Allerdings haben solche Ventile nur geringe Volumenströme.

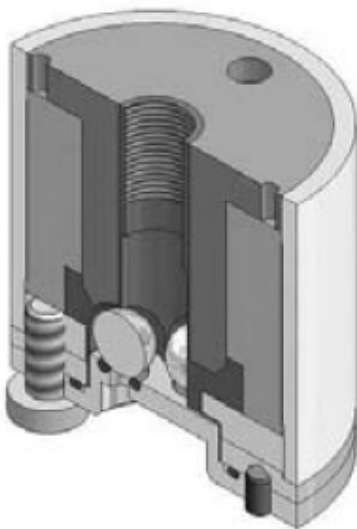


Bild 5.5: Magnetisch betätigtes, hydraulisches Kugel-Sitzventil [GSR08]

Weiterhin existieren herkömmliche Proportional-Wege-Ventile, die präzise schalten und regeln (Bild 5.6). Durch die Geometrie des Proportionschiebers können sehr hohe Volumenströme in sehr kurzen Schaltzeiten freigesetzt werden. Ventile mit Schaltzeiten kleiner 3,5 ms sind verfügbar [PARKER07, S. 14–16], liegen jedoch im Preissegment von einigen tausend Euro.

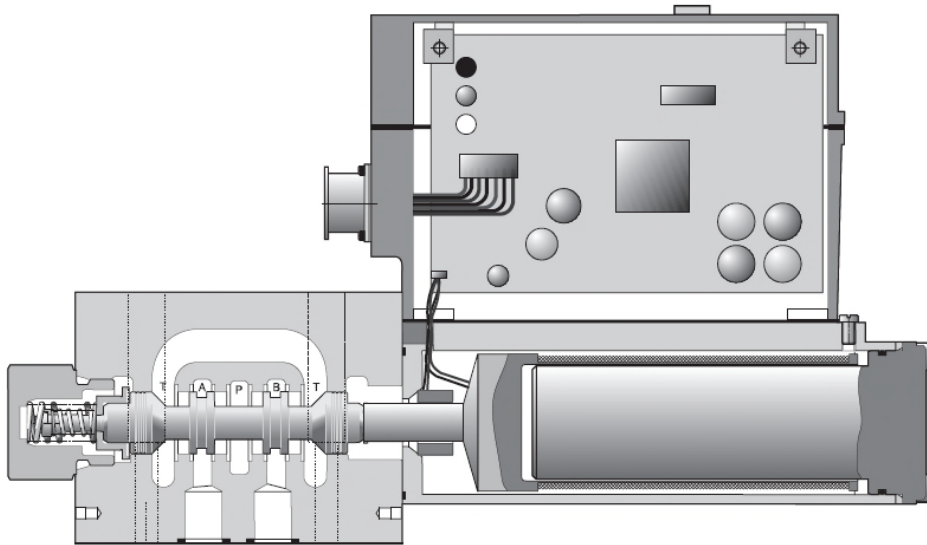


Bild 5.6: Proportional-Wege-Ventil DFplus-Series [PARKER08]

Einer der bislang seltenen Versuche, Ventile mittels Anwendung des inversen Piezoeffekts anzutreiben, wurde von der Firma Hydraulik-Ring unternommen. Hierbei handelt es sich um ein direktgesteuertes Schieberventil, das direkt über einen Piezoaktor mit Wegvergrößerungssystem angesteuert wird [OHMENHÄUSE96]. Aufgrund der aufwändigen Fertigung und Montage sowie den hohen Stückkosten konnte sich das Ventil am Markt nicht durchsetzen.

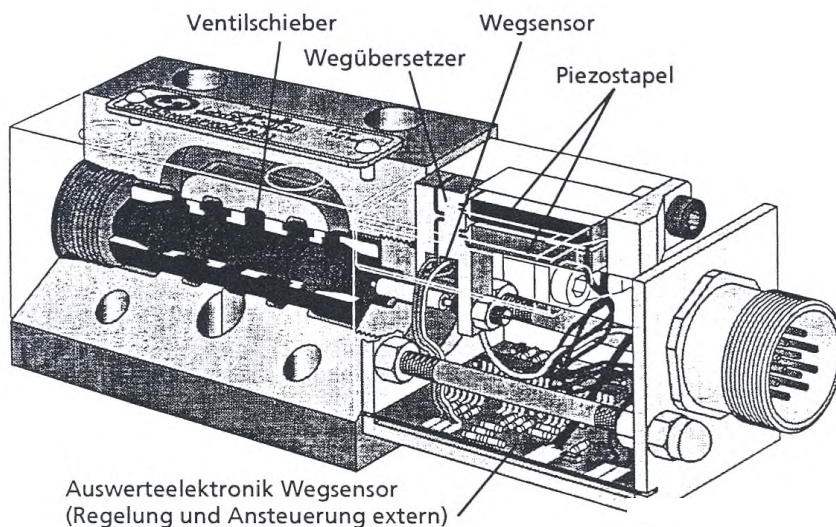


Bild 5.7: Direktgesteuertes Piezowegeventil [BAUER05, S. 404–408]

Weitere Entwicklungen anderer Forschungseinrichtungen beschäftigen sich zudem mit schnell schaltenden Ventilen, die auf Basis des Hörbigerpatents von 1913 beruhen (Bild 5.8). Dabei kann innerhalb eines sehr kurzen Weges ein großer Volumenstrom freigesetzt werden. Über einen Elektromagnet angesteuert, können dabei abhängig vom Druck Stellzeiten von bis zu 3,1 ms erreicht werden.

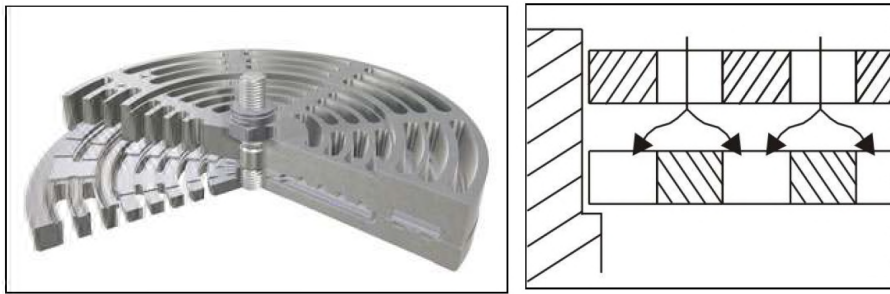


Bild 5.8: Tellersitz auf Basis des Hörbigerpatents [WINKLER07]

Im Gegensatz dazu stehen die pneumatischen Aktoren, die meist in Form von Pneumatikzylindern eingesetzt werden. Sonderformen, wie z. B. der "Pneumatische Muskel" von Festo [FESTO06A], bieten für Spezialanwendungen interessante Einsatzmöglichkeiten. Die Funktionsweise von Pneumatikzylindern gleicht der von Hydraulikzylindern. Der Unterschied ist das verwendete Fluid mit seinen spezifischen Eigenschaften. Aufgrund der hohen Kompressibilität der Luft müssen vergleichsweise größere Volumina verschoben werden als beim Einsatz hydraulischer Fluide.

Bei Pneumatikzylindern werden ebenfalls Ventile zur Schaltung benötigt. Im Unterschied zur Hydraulik können jedoch aufgrund der geringen Drücke und der geringen Dichte Schaltzeiten $< 1 \text{ ms}$ erreicht werden [FESTO06B, FESTO06, S. 529], allerdings mit geringen Volumenströmen [SAVTCHKOV02]. Darüber hinaus existieren Sonderlösungen auf pneumatischem Prinzip zur schnellen Öffnung/Schließung (Bild 5.9).

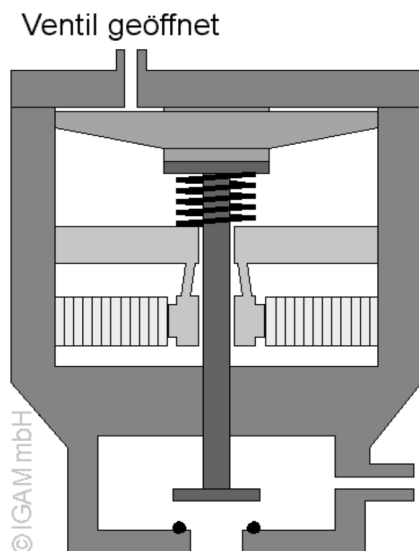


Bild 5.9: Piezoventil mit Energiespeicher im geöffneten Zustand [IGAM08]

Dabei wird ein Ventilschieber, der durch ein Tellerfederpaket belastet wird mittels Piezoaktoren durch eine reibschlüssige Welle-Nabe-Verbindung fixiert und bei Auslösung freigesetzt. Der Ventilschieber bewegt sich dabei in axialer Richtung und öffnet das Ventil.

Pneumatische Drücke sind oft nur bis max. 10 bar - standardmäßig sogar nur bis 6 bar - verfügbar, wodurch die Stellkraft bei gegebenem Bauraum begrenzt wird. Aus diesem Grund betragen die Stellkräfte pneumatischer Aktoren bei gleicher Baugröße im schlechtesten Fall weniger als 10 % der hydraulischen Antriebe. Ein Vergleich der Stellzeit pneumatischer und hydraulischer Stellzylinder unter den gleichen Rahmenbedingungen (gleiche Kolbenfläche und gleicher Arbeitsdruck) lässt sich analytisch nur bedingt durchführen. Durch die Vielzahl an Einflussfaktoren und Randbedingungen (Durchflusscharakteristik der Bauteile, stationäres bzw. instationäres Verhalten etc.) können aussagekräftige Werte nur durch experimentelle Untersuchungen exakt bestimmt werden [BINZ07, S. 32–34].

5.4 Piezoaktoren

5.4.1 Grundlagen

Piezoelektrische Werkstoffe, wie Blei-Zirkonat-Titanat Verbindungen, werden als Festkörper-Energiewandler eingesetzt und erfahren im elektrischen Feld eine Längenänderung. Dieser Effekt wird „inverser Piezoeffekt“ genannt und eignet sich zum Bau von Aktoren bzw. Stellgliedern [JENDRITZA95].

Mit Piezoaktoren lassen sich Stellkräfte im Bereich von wenigen Newton bis zu 100 kN erreichen. Piezoaktoren mit großen Stellkräften sind jedoch sehr teuer. Die Herstellkosten eines Piezoaktors steigen linear mit dem Volumen der verwendeten Keramik. Ein weiterer Kostenfaktor für Aktoren mit großen Kräften und großen Stellwegen ist die fertigungsbedingte Herstellung in Handarbeit bei geringen Stückzahlen. Ein Piezoaktor mit solchen Anforderungen kann demnach mehrere tausend Euro zuzüglich der Leistungselektronik kosten. Die Stellzeiten von Piezoaktoren liegen teilweise unter einer Millisekunde, wobei die Stellwege von maximal einigen hundert Mikrometern nur sehr gering sind. Durch geeignete Kraft-Weg-Umformer lässt sich der Stellweg beträchtlich vergrößern, wodurch die Stellkraft allerdings in gleichem Maße verkleinert wird. Als Wegvergrößerungssysteme kommen neben Hebelsystemen auch hydraulische Stellwegvergrößerer zum Einsatz, die beispielsweise in [JENDRITZA95] eine Übersetzung um den Faktor 36 ermöglichen. Piezoaktoren finden in hochdynamischen und hochpräzisen Vorgängen ihren Einsatz, bei denen geringe Stellwege gefordert sind. Neuartige Linearantriebe verwenden Piezoaktoren, die durch eine bestimmte Anordnung theoretisch unbegrenzte Stellwege bei einer Auflösung von deutlich besser als 1 nm ermöglichen [PI06, S. 24].

In der Regel werden die Piezoaktoren in Niedervolt- und Hochvoltaktoren unterteilt. Die monolithisch gesinterten Niedervoltaktoren sind aus 20 - 100 μm dicken Keramiksichten aufgebaut und werden bei Spannungen bis ca. 120 V betrieben. Die Hochvoltaktoren dagegen erreichen Betriebsspannungen von bis zu 1000 V und bestehen aus 0,5 bis 1 mm dicken Keramiklagen. Aufgrund der höheren Betriebsspannungen und damit größerer herstellbarer Querschnitte haben die Hochvoltaktoren eine größere Belastbarkeit als die kompakteren Niedervoltaktoren.

5.4.2 Eigenschaften

Ein Piezoaktor, der weit unterhalb der Resonanzfrequenz betrieben wird, verhält sich in seinen elektrischen Eigenschaften wie ein Kondensator. In der statischen Anwendung verbrauchen die Piezoaktoren selbst bei hoher Belastung nur wenig Energie, da nur die Leckströme kompensiert werden müssen. Bei langsamer Auslenkung ist der benötigte Strom sehr klein [PI05].

Der Stellweg einer Piezokeramik ist von ihrer Länge, der angelegten elektrischen Feldstärke, der auf sie wirkenden Kraft und den piezoelektrischen Werkstoffeigenschaften abhängig. In der praktischen Anwendung werden die Piezoaktoren besonders im dynamischen Betrieb mit externen Druck- und Zugkräften belastet. In Abhängigkeit davon, ob die externen Kräfte konstant oder variabel sind, ergeben sich verschiedene erreichbare Auslenkungen der Piezoaktoren. Das Arbeitsvermögen wird in einem sogenannten Arbeitsdiagramm dargestellt. Dabei hängt die Blockierkraft von der Steifigkeit des Piezoaktors und der maximalen freien Auslenkung ab. Die Krafterzeugung ist dabei immer mit einer Reduktion der Auslenkung verbunden. Bei maximaler erzeugbarer Kraft (Blockierkraft) ist die Auslenkung gleich Null und umgekehrt.

5.4.3 Bauformen und Auslegung

Für unterschiedliche Stellwege und Kräfte existieren Möglichkeiten, die Piezowandler an die entsprechenden Anforderungen anzupassen. Die wichtigsten Bauformen mit typischen Kennwerten sind in Tabelle 5.1 dargestellt.

Die Auslenkung eines Piezoaktors ist nach Gl. (5.5) proportional zur angelegten Spannung. Das in der Gleichung verwendete Piezomodul d_{33} beschreibt die Dehnung parallel zum Polarisationsvektor der Keramik (Dicke) und wird für die Berechnung der Ausdehnung von Stapeltranslatoren angewendet. Als Pendant beschreibt d_{31} die Geometrieänderung orthogonal zur Polarisierung (Breite) und wird für die Berechnung der Kontraktion von Piezostreifen und Piezorohren verwendet. d_{33} und d_{31} werden auch

„Piezo-Gain“ genannt. Die Materialien, die in Piezoaktoren häufig eingesetzt werden, weisen d_{33} -Werte von etwa 250 bis 550 pm/V und d_{31} -Werte von etwa -180 bis -210 pm/V auf [RUSCHMEYER95].

$$\Delta L \approx d_{33} \cdot n \cdot U \quad (5.5)$$

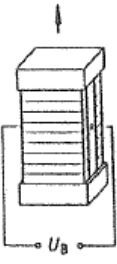
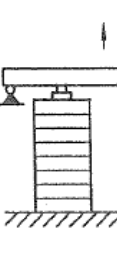
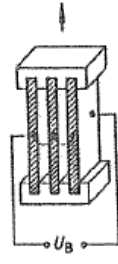
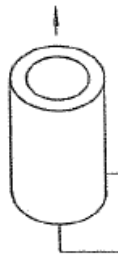
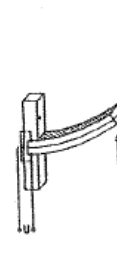
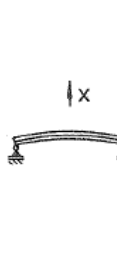
Bauform	Stapel	Stapel mit Hebelüber- setzung	Streifen	Tubus/Ring- aktoren	Biege- wandler	Biege- scheibe
						
Stellwege:	$\leq 300 \mu\text{m}$	$\leq 1000 \mu\text{m}$	$\leq 50 \mu\text{m}$	$\leq 80 \mu\text{m}$	$\leq 2000 \mu\text{m}$	$\leq 200 \mu\text{m}$
Blockierkraft:	$\leq 100 \text{ kN}$	$\leq 80 \text{ N}$	$\leq 1000 \text{ N}$	$\leq 10 \text{ kN}$	$\leq 2 \text{ N}$	$\leq 20 \text{ N}$
Betriebsspannung:	0...1000 V	0...1000 V	60...500 V	0...1000 V	0...60 V	0...-1000 V
Ansprechzeit:	Sub-ms	ms-Bereich	ms-Bereich	Sub-ms	* 10 ms	ms-Bereich

Tabelle 5.1: Bauformen von Piezoaktoren [HEIMANN98, S. 71]

5.4.4 Physikalische Eigenschaften / Grundlagen

Eine schnelle Änderung der Betriebsspannung bewirkt eine schnelle Positionsänderung. Ein Piezoaktor erreicht seine minimale Stellzeit $t_{\min}$ bei schlagartigem Anstieg der Steuerspannung in ungefähr 1/3 der Periode der Resonanzfrequenz, falls die Spannungsquelle genügend Strom aufbringen kann. Dazu ist die entsprechende Steuertechnik oder ein Regelkreis zur Kompensation nötig, um starkes Überschwingen zu vermeiden.

Die Resonanzfrequenz eines idealen Feder-Masse-Systems ist entsprechend Gl. (5.6) eine Funktion der Steifigkeit und effektiven Masse. Die Resonanzfrequenzen sind in den technischen Daten von Piezoaktoren angegeben und beziehen sich auf den unbelasteten, an einem Ende fest eingespannten Aktor.

$$f_0 = \left(\frac{1}{2\pi} \right) \cdot \sqrt{\frac{k_T}{m_{\text{eff}}}} \quad (5.6)$$

Piezoaktoren werden in Positionieranwendungen deutlich unterhalb der Resonanzfrequenz betrieben. Wegen des nichtlinearen Verhaltens der Piezokeramik stimmt die mit der obigen Gleichung berechnete theoretische Resonanzfrequenz nicht unbedingt mit

dem tatsächlich gemessenen Wert überein. Die obigen Gleichungen zeigen, dass zur Verdopplung der Resonanzfrequenz eines Feder-Masse-Systems entweder die Steifigkeit um den Faktor 4 erhöht oder die Masse auf 25 % des ursprünglichen Wertes reduziert werden muss [PI05].

Die aus Pulver hergestellten Keramiken sind spröde und ertragen keine hohen Zug- und Scherkräfte. Eine Piezokeramik kann, bevor sie zerstört wird, einem Druck von bis zu 250 MPa widerstehen, wobei Depolarisationseffekte auftreten können [PI05]. Dabei hängt die Steifigkeit eines Piezoaktors vom Elastizitätsmodul der Keramik, dem Querschnitt und der Länge des aktiven Materials und weiteren nichtlinearen Parametern ab.

Piezoaktoren haben keine beweglichen Teile, wodurch die Lebensdauer verschleißunabhängig ist und von der im Betrieb aufgebauten Feldstärke abhängt. Aus diesem Grund sollte die durchschnittliche Feldstärke möglichst gering sein. Die Lebensdauer kann im Allgemeinen nicht berechnet werden, da viele Faktoren einen Einfluss darauf haben [GALL07, S. IW 10]. Bei Langzeituntersuchungen nach [PI05] überstanden die Piezoaktoren mehrere Milliarden Zyklen ohne messbare Veränderungen der Eigenschaften.

Bei den Piezokeramiken müssen zwei Temperatureffekte beachtet werden. Zum einen ist die Größe des Piezoeffekts temperaturabhängig, da eine Piezokeramik ihre Polarisation oberhalb der Curie-Temperatur von $T_C = 350\text{ °C}$ verliert. Erfahrungsgemäß beträgt die maximal zulässige Betriebstemperatur, bis zu der keine nennenswerte Abnahme der Dehnung auftritt, ca. 50 bis 75 % der Curie-Temperatur [JENDRITZA98, S. 161–162]. So können die monolithischen Niedervoltkeramiken bis 80 °C ($T_C = 150\text{ °C}$) und die Hochvoltpiezokeramiken bis zu 150 °C betrieben werden. Zum anderen tritt thermische Ausdehnung auf. Die thermische Stabilität der Piezokeramiken ist höher als die der meisten Metalle, jedoch bestehen die Aktoren aus verschiedenen Materialien, wodurch das Verhalten dieser Systeme abweichen kann [PI05].

5.5 Pyrotechnische Aktoren

Pyrotechnische Aktoren weisen eine extrem kurze Reaktions- bzw. Stellzeit auf und ermöglichen dabei relativ große Stellwege [HIRTENBERG08]. Nachteilig sind allerdings die schlechte Reversierbarkeit und das laute Geräusch der Explosion. Zudem sind sie für Bereiche mit hohen Sicherheitsanforderungen, z. B. in explosionsgeschützten Bereichen, ungeeignet. Weiterhin ist die Auslegung sehr schwierig, weil für verschiedene Stellkräfte und Stellwege unterschiedlich große Mengen pyrotechnischen Materials

verwendet werden müssen. Ihr Einsatzbereich liegt überwiegend in passiven Schutzsystemen der Automobilindustrie, wo die Pyrotechnik als Massenware vorhanden und darum sehr kostengünstig zu beziehen ist. Weitere Anwendungsgebiete gibt es in der Raumfahrtindustrie.

5.6 Formgedächtnislegierungen

Der Begriff Formgedächtnis bezeichnet die Fähigkeit einiger Materialien, sich an eine definierte Form zu „erinnern“. Bei niedriger Temperatur plastisch verformt, behält ein Werkstück aus Formgedächtnismaterial zunächst diese neue Gestalt. Im Gegensatz zu anderen Materialien nimmt der Werkstoff jedoch seine ursprüngliche Form wieder ein, wenn er über eine charakteristische Temperatur erwärmt wird (vgl. Bild 5.10). Wegen der überlegenen Eigenschaften werden heute fast ausschließlich Nickel-Titan-Legierungen (NiTi) technisch genutzt [GÜMPEL04, S. 132].

Formgedächtnislegierungen (FGL) aus Nickel-Titan haben eine sehr hohe Energiedichte von 10^7 J/m^3 [GÜMPEL05] und weisen eine maximale Dehnung von 8 % bei einer zulässigen Spannung von etwa 250 MPa auf. Bei mehrfacher Anwendung sollte allerdings eine Dehnung größer als 2 % vermieden werden. Die Erwärmung der FGL geschieht am schnellsten über Widerstandserwärmung (Joul'sche Wärme) durch Anlegen einer elektrischen Spannung. Dadurch können zwar kurze Stellzeiten erreicht werden, die jedoch weit von den Möglichkeiten der Piezoaktorik entfernt sind. Aufgrund der geringen zulässigen (mechanischen) Spannung ist zum Erreichen großer Stellkräfte ein entsprechend großer Materialquerschnitt erforderlich. Zum Erwärmen in sehr kurzer Zeit werden allerdings sehr große elektrische Ströme benötigt, die unter Umständen technisch nicht zur Verfügung gestellt werden können. Sehr viel besser ist die Kombination vieler dünner Einzelquerschnitte zu einer Art Bündel. Dabei ist allerdings das Problem einer Drahtbeschädigung durch Überhitzen und damit eine Beeinträchtigung von Effekt und Lebensdauer zu beachten [GÜMPEL05]. Nachteilig ist auch hier der Preis der Leistungselektronik zum Erwärmen der FGL. Die Legierung alleine ist dabei ab wenigen Euro zu beziehen. Zukünftig sollen pyrotechnische Aktoren im Automobilbereich zunehmend durch FGL ersetzt werden, um den Nachteil der Reversierbarkeit zu beheben, was derzeitige Forschungsvorhaben an diversen Hochschulen zeigen [MELZ06, S. IW12].

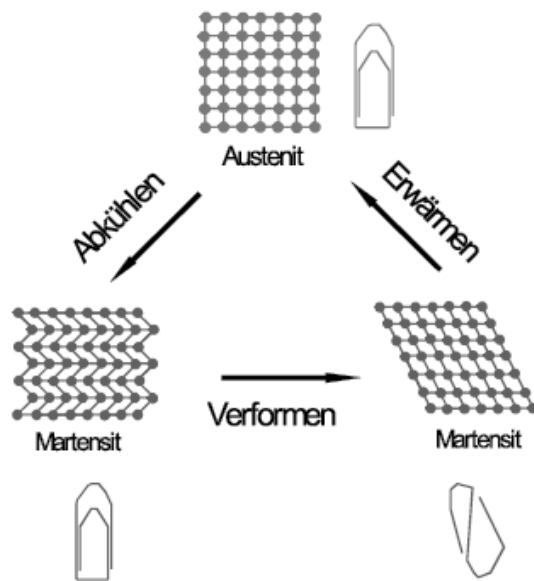


Bild 5.10: Formgedächtniseffekt (Einwegeffekt) [MEMORYMETA08]

5.7 Defizite bisheriger schnell schaltender Aktoren

In Tabelle 5.2 sind die Eigenschaften der beschriebenen schnell schaltenden Aktoren mit Schaltzeiten unter 10 ms dargestellt. Die Spalte „Stellzeit“ bewertet diese unabhängig vom Weg. Die Bewertungskriterien Stellkraft und Stellweg werden bei gleichem Bauraum ohne Versorgungseinheiten verglichen. In Bezug auf die Kriterien Kraft, Weg und Zeit ist derzeit kein Aktor am Markt verfügbar, der bestmögliche Werte erfüllt. Wenn ein Hubmagnet aufgrund hoher geforderter Stellkräfte mit daraus resultierenden schlechteren Stellzeiten nicht verwendet werden kann, kommen meist fluidische Antriebe zum Einsatz. Diese sind auf schnell schaltende Ventile angewiesen, die nur sehr teuer zu beziehen sind. Sofern der Aktor nur einmalig eingesetzt werden muss, kann man gegebenenfalls auch auf pyrotechnische Aktoren zurückgreifen. Diese sind als Standardkomponenten vorhanden, haben sich vielfach bewährt und sind kostengünstig zu erwerben.

Piezoaktoren kommen dann zum Einsatz, wenn hochdynamische Bewegungen oder extrem kurze Stellzeiten gefordert sind. Die hohen Kosten sowie die Baugrößen sind dabei nachteilig. Dennoch haben sie sich bewährt und werden vermehrt in mechatronischen Baugruppen eingesetzt [AL-WAHAB04]. Bei FGL hingegen sind die Lebensdauer und die Betriebssicherheit als Nachteil zu nennen. Zudem wird eine aufwändige Leitungselektronik benötigt, die sich im höheren Preissegment bewegt.

	kurze Stellzeit ¹	hohe Geschwindigkeit	hohe Stellkraft ²	großer Stellweg ²	Reversierbarkeit
Hydraulik	○	-	++	++	++
Pneumatik	+	-	+	++	++
Pyrotechnik	++	++	++	++	-
Hubmagnet	+	+	○	+	○
Piezoaktor	++	+	+	-	++
FGL	-	○	-	○	○/+ ³
Linearer Direktantrieb	○	++	-	++	++

++ = sehr gut, + = gut, ○ = befriedigend, - = mangelhaft

¹Möglichkeit zur kurzen Stellzeit

²Bewertung von Stellkraft/Stellweg bei gleichem Bauraum, ohne Versorgungseinheit

³Abhängig vom 1- oder 2-Wege-Effekt

Tabelle 5.2: Eigenschaften ausgewählter Aktoren [BINZ07, S. 32–34]

6 Methodische Lösungssuche

Auf die Klärung der Aufgabenstellung, die mit der Festlegung der Anforderungen endet, folgt im methodischen Konstruktionsprozess die Konzeptions- und Entwurfsphase, in der eine prinzipielle Lösung erarbeitet wird. Im Folgenden werden hierzu wichtige Ergebnisse beschrieben, um aufbauend darauf die endgültige Ausarbeitung der ausgewählten Lösungen zu erläutern und nachzuvollziehen. Zunächst wird hierzu eine Funktionsstruktur erstellt, die aufgrund des nahezu gleichen Wirkprinzips für eine schnell schaltende Bremse ebenso gültig ist wie für eine schnell schaltende Kupplung [BEITZ95, S. G73]. Danach folgen die Darstellung der Lösungsvielfalt im morphologischen Kasten sowie die Beschreibung einiger ausgewählter Konzepte, sowohl für die Bremse als auch für die Kupplung.

Es handelt sich hier um fremd geschaltete Maschinenelemente. Deshalb spielt die Aktorik eine zentrale Rolle und ist maßgeblich verantwortlich für die kürzest mögliche Reaktionszeit. Gerade die Auswahl der Aktorik wird dabei entscheidend von den benötigten Parametern wie Aktorkraft, Aktorweg sowie Aktortyp beeinflusst, die abhängig vom Brems- bzw. Kupplungskonzept sind (siehe Bild 6.1). Deshalb erfolgt die Auswahl und Konzeption einer entsprechenden Aktorik, nachdem die Lösungen für Bremse und Kupplung gefunden worden sind.

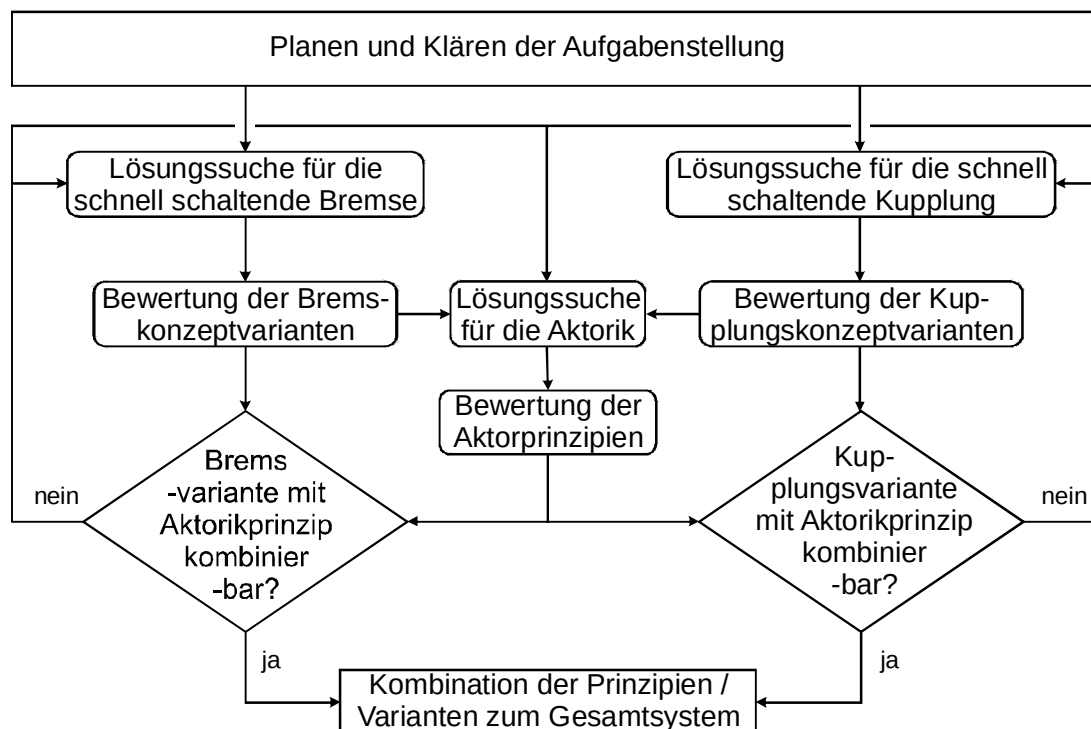


Bild 6.1: Vorgehensweise beim Lösungsprozess

6.1 Funktionsstruktur

Maßgeblich für die Funktionsweise der Bremse ist der Energiefluss mit der Umwandlung der kinetischen Energie in Verlustenergie, weil sich daraus der eigentliche Bremsvorgang ($W_{\text{kin}} \rightarrow W_{\text{verlust}}$) ergibt. Bei der Funktionsweise der Kupplung bzw. beim Entkoppeln von Kraft oder Energie wird diese getrennt und die kinetische Energie nicht mehr übertragen ($W_{\text{kin}} = 0$). Die schnell schaltende Aktorik, die im Anschluss konzipiert wird, stellt in diesem Fall den Nebenfluss dar, der die Aktorikkraft F_A zur Schaltung von Bremse-Kupplung-System bereitstellt (vgl. Bild 6.2).

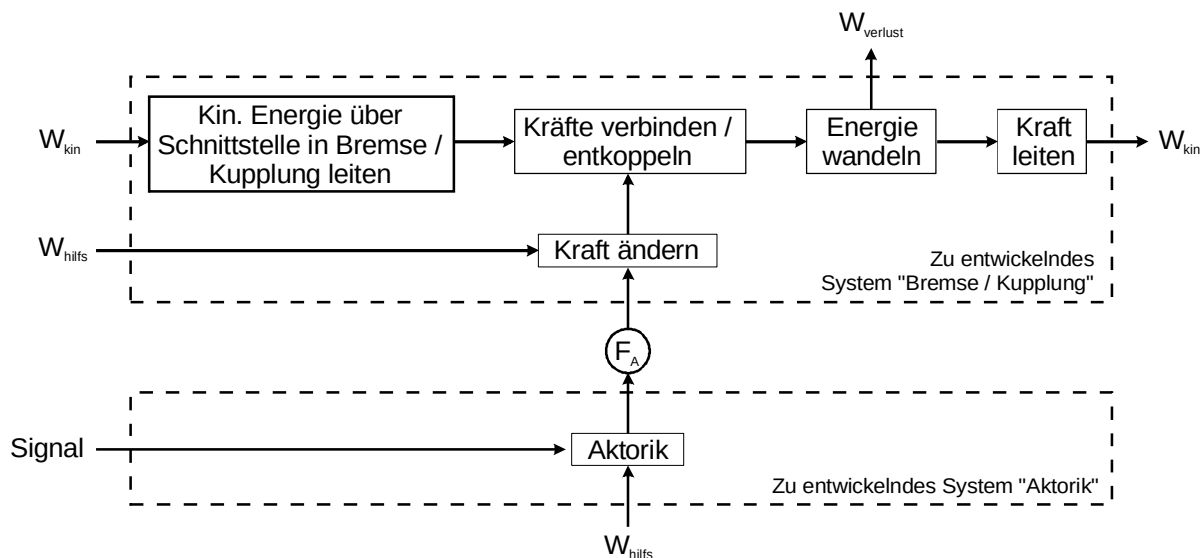


Bild 6.2: Funktionsstruktur der Bremse bzw. Kupplung inkl. Aktorik (nach [WAGNER06])

In vielen Anwendungen wird dazu auch eine Hilfsenergie W_{hilfs} benötigt, die ggf. geändert wird. Exemplarisch kann dies anhand der in Bild 4.2 gezeigten Linearbremse erläutert werden, die mit einer Federkraft (W_{hilfs}) geschlossen und hydraulisch (Aktorikkraft F_A) geöffnet wird. Hierzu schiebt eine gespannte Feder (W_{hilfs}) einen Keil, der die Kraft ändert, zwischen die Zylinderwand und einen Reibbelag. Dadurch entsteht eine reibschlüssige Verbindung („Energie wandeln“), wodurch eine Verlustenergie in Form von Wärme entsteht.

6.2 Suche nach geeigneten Wirkprinzipien für Bremse und Kupplung

Ausgehend von der in Bild 6.2 aufgestellten Funktionsstruktur werden zu jeder Teilfunktion im zu entwickelnden System „Bremsen/Kupplung“ eine oder mehrere Möglichkeiten bzw. physikalische Effekte, die sogenannten Wirkprinzipien, gesucht, die diese Funktion erfüllen. Durch die Vielzahl an Lösungsmöglichkeiten spannt sich damit ein Lösungsfeld

auf, aus dem die am besten geeigneten Möglichkeiten ausgesucht und zur Wirkstruktur miteinander verträglich kombiniert werden. Gleichzeitig müssen vordefinierte Anforderungen (vgl. Kap. 3.2) erfüllt werden. Dabei werden ggf. Funktionen im Lösungsprozess nicht näher betrachtet, wie beispielsweise die Teilfunktion „Bewegungsenergie über Schnittstelle in Bremse/Kupplung leiten“ sowie „Kraft leiten“ (Bild 6.2). Es handelt sich dabei nämlich um weniger relevante Teilfunktionen, die sich auf die Verbindung mit den bewegten Maschinenteilen beziehen (z. B. Schraubenverbindung o. ä.).

Zur Suche dieser Wirkprinzipien kommen recherchierende, diskursiv und intuitiv betonte Methoden zur Anwendung. Beispielsweise wird zur Recherche bekannter Kupplungs- und Bremssysteme u. a. auf das Kapitel „Stand der Technik“ und „Bestehende Linearbremsen“ zurückgegriffen sowie Normen verwendet ([VDI2240] etc.). Zudem kann mittels diskursiv betonter Methoden auf die Kataloge von [ROTH94], [EWALD75] und [SCHNEIDER86] für die Wirkprinzipien „Kraft mit anderen Größen erzeugen“, „Erzeugung von Kräften“ und „Bremsen“ Bezug genommen werden. Hinzu kommen intuitiv betonte Methoden wie z. B. die Methode 6-3-5 oder die Galeriemethode. Alle sinnvoll gefundenen Lösungen werden im morphologischen Kasten (vgl. Tabelle 6.1) zusammengefasst. Um das Lösungsfeld einzugrenzen, werden weiterhin nur Lösungen beschrieben, die aufgrund aufwändiger Auswahl- und Bewertungsverfahren nach [PAHL97, S. 130] ermittelt wurden. Auf eine detaillierte Beschreibung der gesamten Lösungssuche wird hier verzichtet [WAGNER06; TOUHENT06].

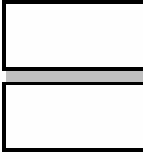
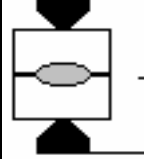
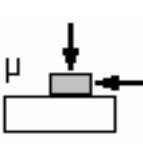
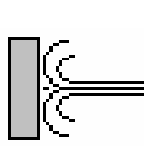
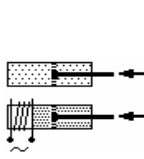
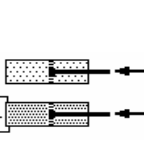
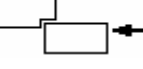
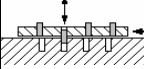
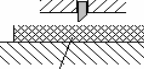
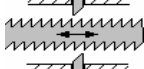
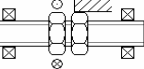
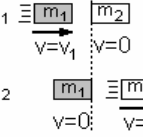
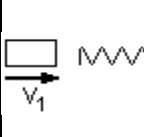
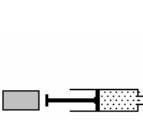
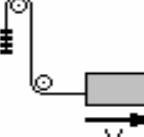
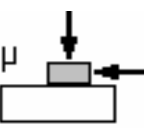
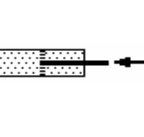
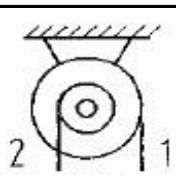
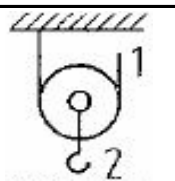
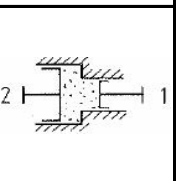
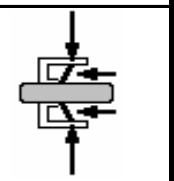
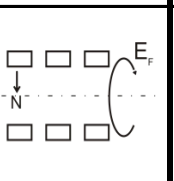
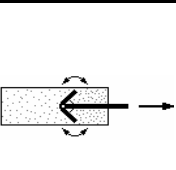
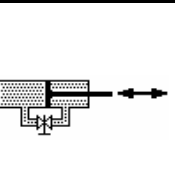
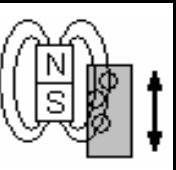
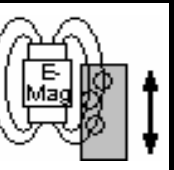
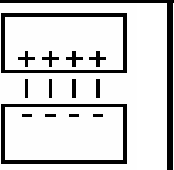
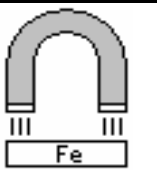
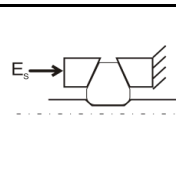
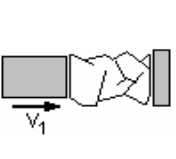
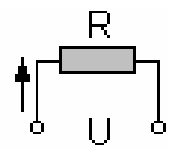
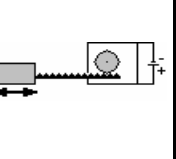
Kraft ändern	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6
	Hebel	Kniehebel	Keil	Kugel + Bahn	Drehkeil	Schraube
Brems- / Kupplungskraft mit bewegter Masse verknüpfen / entkoppeln	Stoffschlüssig		Kraftschlüssig			
			Reibschlüssig	Hydrostatisch		
	2.1	2.2	2.3	2.4	2.5	2.6
	Kleben	Schweißen	Reibschluss	Freistrah	Magneto-rheologisch	Elektro-rheologisch
						
	Formschlüssig				Form- / Kraftschlüssig	
	2.12	2.13	2.14	2.15	2.16	2.17
	Fester Anschlag	Loch + Stift in NoniusSkala	Schneckenrad + Zahnstange	Crash-Material	Einrasten	Kontern
						
kin. Energie wandeln			Potenzielle Energie		Wärmeenergie	
	3.1	3.2	3.3	3.4	3.5	3.6
	Bewegungs-energie	Elastische Energie			Festkörper-reibung	Flüssigkeits-reibung
						

Tabelle 6.1: Morphologischer Kasten für Bremse und Kupplung zur Kombination der Wirkprinzipien zur Wirkstruktur

1.7	1.8	1.9	1.10	1.11	1.12
Doppelrad	Flaschenzug	Hydraulik	Spannscheibe	Schlingband	Direkt - keine Wandlung
					
Kraftschlüssig					
Hydraulisch		Elektrostatisch, -dynamisch			Magnetisch
2.7	2.8	2.9	2.10	2.11	2.12
Bremsfall-schirm	Strömung	Permanent-magn. erregte Wirbelströme	Elektromagn. Erregte Wirbelströme	Elektrostatik	Magnetisch
					
Form- / Kraftschlüssig					
2.18					
					
Wärmeenergie					
3.7	3.8	3.9			
Plastische Verformung	Ohmscher Widerstand	Elektrische Energie			
					

6.2.1 Konzeptvarianten Bremse

Bremsvariante 1	Bremsvariante 2
1.2 / 2.3 / 3.5	1.2 / 2.3 / 3.5
Bremsvariante 3	Bremsvariante 4
1.12 / 2.2 / 3.5	1.9 / 2.3 / 3.5
Bremsvariante 5	Bremsvariante 6
1.6 / 2.14 / 3.6	1.6 / 2.17 / 3.6

Tabelle 6.2: Vorausgewählte Konzepte der Bremsvarianten

Tabelle 6.2 zeigt anhand des auf Seite Tabelle 6.1 erarbeiteten morphologischen Kastens ausgewählte Konzepte der Bremsvarianten. Oberhalb der jeweiligen Skizzen sind die zugehörigen Nummern der Wirkprinzipien des morphologischen Kastens erkennbar. Zudem ist die benötigte Aktorikkraft F_A dargestellt. Es handelt sich hierbei um Prinzipskizzen von Bremskonzepten, die lediglich einen Teil sehr vieler Lösungsmöglichkeiten

darstellen und anhand bestimmter Kriterien wie Bremsweg, Baugröße, Komplexität etc. ausgewählt sind.

Einzelne Wirkprinzipien lassen sich durch diese Kriterien ausschließen. Dazu zählen beispielsweise stoffschlüssig basierte Bremsen aufgrund ihrer schlechten Wiederverwendbarkeit oder wirbelstrombasierte Bremsen, die beim Erzeugen großer Bremskräfte Magnete mit großer Magnetfeldstärke erfordern. Permanentmagnete erreichen allerdings nur sehr geringe Feldstärken, weshalb beim Einsatz in einer Wirbelstrombremse entsprechend große Magnete benötigt werden. Diese großen Magnete sind aufgrund ihrer geometrischen Abmessungen für den Einsatz in Werkzeugmaschinen ungeeignet. Des Weiteren ist die Bremskraft einer solchen Wirbelstrombremse von der Relativgeschwindigkeit zwischen den Magneten und der Bremsschiene abhängig. Wenn gegen Ende des Bremsvorganges die Geschwindigkeit gegen Null geht, so geht dementsprechend auch die Bremskraft gegen Null.

6.2.1.1 Bremsvariante 1

Bremsvariante 1 stellt eine gängige Federkraftbremse dar. Über einen Aktor, der hohe Kräfte und Wege bis zu mehreren Millimeter aufweisen muss, wird die Feder vorgespannt und beim Wegnehmen der Aktorkraft entspannt, was zum Stopp der Linearbewegung führt. Deshalb werden marktgängige Bremsen dieses Typs häufig mit Hydraulik betrieben. Dabei können Bremskräfte von $F_B > 16 \text{ kN}$ erzeugt werden (Baugröße ca. 120 mm) [WAGNER06]. Vorteilhaft bei diesem Bremsprinzip ist der erfolgreiche und langjährige Einsatz in der Industrie. Je nach Art der Konstruktion kann auch das Fail-Safe-Prinzip⁷ erfüllt werden. Optimierungspotenzial besteht dabei in der Steigerung der Bremskraft durch den Einsatz stärkerer Tellerfedern kombiniert mit höheren Hydraulikdrücken. Reibschlüssige Linearbremsen benötigen ein Lüftspiel $s_{\text{Lüftspiel}}$ von ca. 0,1 – 0,3 mm (vgl. Bild 6.3).

⁷ vgl. Kap. 4.1

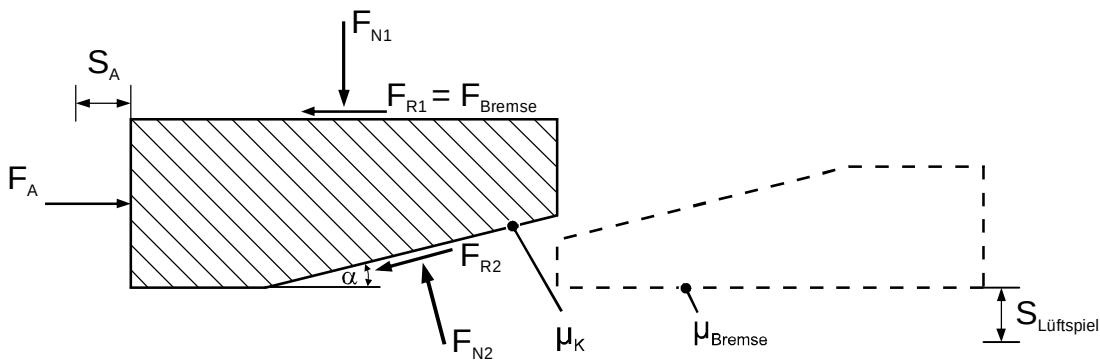


Bild 6.3: Kräfte am Keil

Aufgrund der zwei Reibflächen am Keil muss wegen der selbsthemmenden Wirkung der Keilwinkel $\alpha > 11,4^\circ$ ($\mu_K = \mu_B = \mu = 0,1$) sein. Bei einer geforderten Bremskraft von $F_B = 16 \text{ kN}$ und einem Lüftspiel von $0,2 \text{ mm}$ kann damit nach Gl. (6.1) eine mindest erforderliche Aktorkraft von $F_A = 65,3 \text{ kN}$ bei einem Aktorweg von $s_A = 1 \text{ mm}$ berechnet werden. Auftretende, elastische Verformungs- und Setzungseffekte an den Wirkflächen sind dabei nicht berücksichtigt.

$$F_A = \frac{F_{\text{Bremse}}}{\mu} \cdot \left(\mu + \frac{\mu \cdot \cos \alpha + \sin \alpha}{\cos \alpha - \mu \cdot \sin \alpha} \right) \quad (6.1)$$

6.2.1.2 Bremsvariante 2

Die Bremsvariante 2 unterscheidet sich von der Bremsvariante 1 in der Art der Kraftverstärkung, die hier über einen Kipphebelmechanismus geschieht. Im Beispiel (Bild 6.4) nutzt diese eine Hydraulik zum Lüften der Bremse.

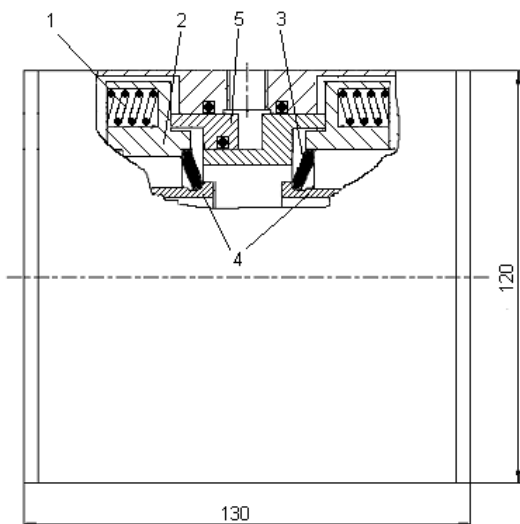


Bild 6.4: Beispiel einer hydraulisch gelüfteten Federkraftbremse mit Kipphebelmechanismus [WAGNER06]

Die Bremskraft wird hierbei durch Druckfedern (1) erzeugt. Diese verschieben einen Ring (2) in axialer Richtung. Die axial wirkende Kraft wird von Stützen (3) aufgenommen

und auf ein elastisches Klemmstück (4) umgelenkt. Das Klemmstück wird dadurch radial auf die Bremsstange gepresst und erzeugt somit eine Reibkraft (= Bremskraft) zwischen Stange und Klemmstück. Durch Beaufschlagung des Kolbens (5) mit der Aktorkraft F_A , hier mit hydraulischem Druck, wird der Ring entgegen den Federn verschoben und die Bremse geöffnet. Bild 6.5 verdeutlicht die Zusammenhänge am Kipphebel. F_{N1} ist dabei die zur Bremskrafterzeugung benötigte Normalkraft (siehe auch Bild 6.3).

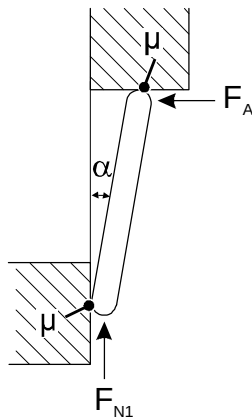


Bild 6.5: Kräfte am Kipphebel

Bei $s_{\text{Lüftspiel}} \approx 0,2 \text{ mm}$ und $F_B = 16 \text{ kN}$ lässt sich nach Gl. (6.2) eine erforderliche Aktorkraft von $F_A = 43 \text{ kN}$ bei einem Aktorweg von $s_A = 2,4 \text{ mm}$ berechnen. Dazu wurde eine Kipphebellänge von 15 mm abgeschätzt, woraus sich der Winkel α ergibt.

$$F_A = \frac{F_N \cdot (\tan \alpha + \mu)}{1 - \tan \alpha \cdot \mu} \quad (6.2)$$

Nachteilig bei dieser Variante ist die kostenintensive Fertigung der Kipphebel. Dies kann durch den Einsatz von Standardteilen wie beispielsweise von der Fa. Ringspann behoben werden, wodurch jedoch laut Herstellerangaben nur eine fünffache Kraftverstärkung durch die Kipphebel erfolgt [WAGNER06; TOUHENT06].

6.2.1.3 Bremsvariante 3

Bei der Bremsvariante 3 handelt es sich um eine Schwimmsattelbremse auf Basis des reibschlüssigen Wirkprinzips. Die Funktionsweise dieser Bremsvariante 3 beruht auf der direkten Leitung der Aktorkraft zur Bremskraft. Dazu ist nur ein Aktor erforderlich, der den Reibbelag auf einer Seite der Bremsschiene mit einer Normalkraft beaufschlagt. Der gesamte Bremssattel ist hierbei senkrecht zur Bremsschiene beweglich gelagert, wodurch der gegenüberliegende Reibbelag ebenfalls gegen die Bremsschiene gepresst wird. Durch die schwimmende Ausführung ist für den bremsfreien Betrieb nur ein sehr

kleiner Luftspalt notwendig, weil sich die Bremszange beim Verfahren gegenüber der Bremsschiene so ausrichten kann, dass es zu keiner Verspannung zwischen Reibbelag und Bremsschiene kommt. Die geforderten Kenngrößen lassen sich somit zu $F_A = 160 \text{ kN}$ und $s_A = 0,2 \text{ mm}$ abschätzen ($s_{\text{Luftspiel}} \approx 0,2 \text{ mm}$, $F_B = 16 \text{ kN}$, $\mu = 0,1$).

6.2.1.4 Bremsvariante 4

Die Bremsvariante 4 unterscheidet sich von Bremsvariante 3 in der Höhe der Bremskraft, die mittels eines hydraulischen Kraft-Weg-Umformers erfolgt. Es kann sowohl eine Kraftverstärkung als auch eine -verkleinerung erzielt werden. Bei Fluiden ergibt sich aus der Volumenkonstanz das Verhältnis der Stellwege. Entsprechend benötigte Aktorparameter können Bild 6.6 entnommen werden. Bei einem Übersetzungsverhältnis von 2 wird beispielsweise eine Aktorkraft $F_A = 80 \text{ kN}$ und $s_A = 0,4 \text{ mm}$ benötigt ($s_{\text{Luftspiel}} \approx 0,2 \text{ mm}$, $F_B = 16 \text{ kN}$, $\mu = 0,1$).

Hydraulische Kraft-Weg-Umformer sind sehr steife Elemente und erlauben dadurch eine direkte Kraftübertragung. Zudem kann bei dieser Lösungsvariante die Lage der Aktorkraft beliebig variiert werden, wodurch sich Vorteile in der Integration des Systems ergeben.

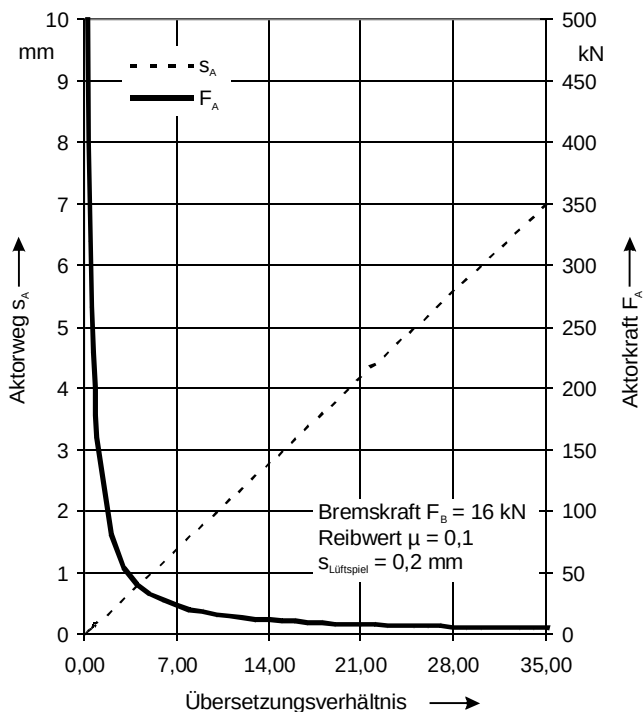


Bild 6.6: Aktorkraft /-weg in Abhängigkeit der hydraulischen Übersetzung

6.2.1.5 Bremsvariante 5

Die Bremsvariante 5 nutzt das Prinzip einer formschlüssigen Verbindung zwischen bewegten und feststehenden Komponenten der Maschine [SCHLEE07; WAGNER06]. Bei

einer Verbindung durch Stifte oder Zinken besteht das Problem, dass die entsprechenden Gegenstücke (Löcher bei Stiften und Zähne bei Zinken) nur mit bestimmten Abständen zueinander angeordnet werden können. Dieses Problem lässt sich durch die Kombination einer Zahnstange in Verbindung mit einem Schneckenrad vermeiden. Beide Komponenten sind zu jedem Zeitpunkt entsprechend der gefertigten Toleranzen axial zueinander fixiert. Um dennoch eine axiale Bewegung während des Betriebs der Werkzeugmaschine zueinander zu ermöglichen, muss das Schneckenrad mit Hilfe eines Motors (Aktors) synchron zum Vorschub angetrieben werden. Wird der Motor abgeschaltet, dann kommt es wegen der Selbsthemmung zwischen Schneckenrad und Zahnstange zum sofortigen Stopp der Bewegung. Dadurch geht der Bremsweg nahezu gegen Null (bis auf die elastische Nachgiebigkeit der einzelnen Komponenten). Die Werkstoffe von Schneckenrad und Zahnstange müssen die dabei auftretende stoßartige Belastung allerdings im elastischen Festigkeitsbereich aufnehmen, ohne beschädigt zu werden. Ist dies nicht möglich, so kann der Antrieb beispielsweise allmählich und nicht schlagartig abgeschaltet werden oder eine der Komponenten mit einem Dämpferelement axial verbunden sein, in dem die Bewegungsenergie in Wärme umgewandelt wird.

6.2.1.6 Bremsvariante 6

Bei Bremsvariante 6 wird eine axial fixierte Gewindestange in einer am Werkzeugschlitten befestigten Mutter geführt [SCHLEE07; WAGNER06]. Bei einer entsprechend großen Gewindesteigung tritt keine Selbsthemmung auf, sodass sich der Werkzeugschlitten entlang der Gewindestange verschieben lässt (die Gewindestange dreht sich dadurch). Durch einen Aktor wird im Bremsfall eine zweite Mutter gegen die am Werkzeugschlitten befestigte gekontert, wodurch eine Verschiebung des Werkzeugschlittens nicht mehr möglich ist. Die große Gewindesteigung unterstützt gleichzeitig einen schnellen Ablauf der Konterung. Um eine Beschädigung des Gewindes durch die stoßartige Belastung beim Formschluss zu vermeiden, ist die Gewindestange axial mit einem hydraulischen Dämpferelement verbunden, in dem die Bewegungsenergie in Wärme umgewandelt wird.

6.2.2 Bewerten der Bremsvarianten

Die Bremsvarianten werden nach [VDI2225-3] bewertet und sind in Tabelle 6.3 dargestellt. Die Gewichtung der Bewertungskriterien erfolgt dabei über einen paarweisen Vergleich. Die Kosten sowie die Teilevielfalt sind hier im Entwicklungsaufwand und der

Fertigung enthalten. Der benötigte Entwicklungsaufwand wird mit 30 % gewichtet, gefolgt von den benötigten Aktorparametern F_A und s_A . Bremsvariante 1 schneidet dabei am besten ab und wird im weiteren Entwicklungsprozess verwendet. Der Grund dafür liegt hauptsächlich an der Nutzung möglichst vieler bestehender Komponenten. Es handelt sich dabei um einen Bremsentyp, der häufig industriell eingesetzt wird und vielseitig zu verwenden ist.

Bewertungskriterien			Eigenschaftsgrößen		Bremsvariante 1			Bremsvariante 2			Bremsvariante 3		
Nr.		Gew.		Einh.	Eigenschaft	Wert	Gew. Wert	Eigenschaft	Wert	Gew. Wert	Eigenschaft	Wert	Gew. Wert
1	kleine Aktorkraft F_A	0,25	Aktorkraft	kN	65	1	0,25	43	2	0,5	160	0	0
2	kurzer Aktorweg s_A	0,25	Aktorweg	mm	1	2	0,5	2,4	1	0,25	0,2	4	1
3	kleine Baugröße	0,05	Bauraum	-	mittel	2	0,1	mittel	2	0,1	groß	1	0,05
4	geringer Entwicklungsaufwand	0,30	Nutzung bestehender Komponenten	-	sehr viele	4	1,2	viele	3	0,9	mittel	2	0,6
5	einfache Fertigung	0,15	Einfachheit der Komponenten	-	einfach	3	0,45	mittel	2	0,3	einfach	3	0,45
		1,00				12	2,5		10	2,05		10	2,1
Rangfolge					1			3			2		

Bremsvariante 4			Bremsvariante 5			Bremsvariante 6		
Eigenschaft	Wert	Gew. Wert	Eigenschaft	Wert	Gew. Wert	Eigenschaft	Wert	Gew. Wert
80	1	0,25	gering	4	1	gering	4	1
0,4	3	0,75	1	2	0,5	kein	4	1
mittel	2	0,1	sehr groß	0	0	sehr groß	0	0
mittel	2	0,6	keine	0	0	keine	0	0
mittel	2	0,3	schwierig	0	0	schwierig	0	0
	10	2		6	1,5		8	2
4			5			4		

Tabelle 6.3: Bewertungsliste der Bremskonzeptvarianten

6.2.3 Konzeptvarianten Kupplung

Tabelle 6.4 zeigt anhand der Tabelle 6.1 erarbeiteten morphologischen Kastens ausgewählte Konzepte der Kupplungsvarianten. Es handelt sich auch hier um Prinzipskizzen von Kupplungskonzepten, die lediglich einen Teil sehr vieler Lösungsmöglichkeiten darstellen und anhand bestimmter Kriterien wie beispielsweise Steifigkeit, Baugröße, benötigte Aktorparameter etc. ausgewählt wurden [SCHNEIDER07; TOUHENT06]. Dabei muss die Kupplung laut den Anforderungen eine Axialkraft von 10 kN übertragen und eine Steifigkeit von rund 2000 N/ μ m aufweisen. Die Kupplungsvarianten sind dabei aufgrund der Spindelmuttergeometrie immer als rotationssymmetrische Kupplungen ausgeführt.

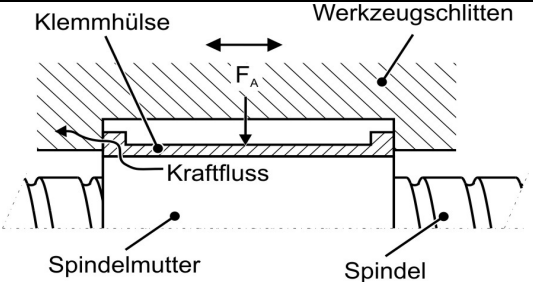
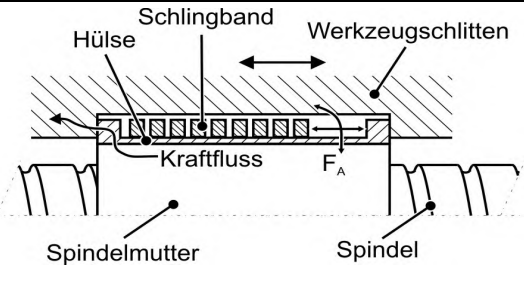
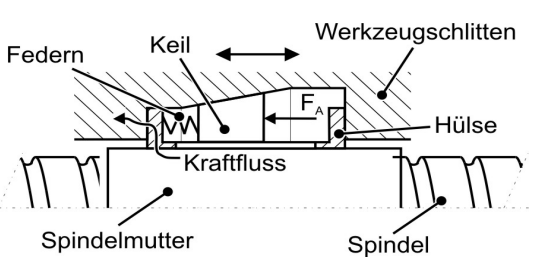
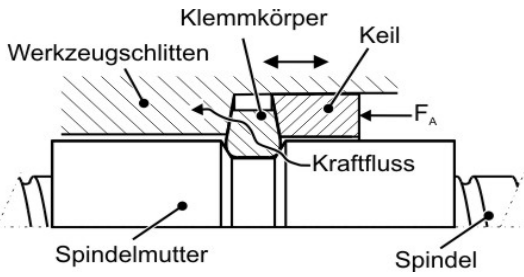
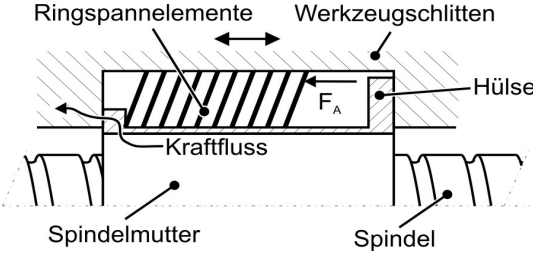
Kupplungsvariante 1	Kupplungsvariante 2
1.12 / 2.3 / 3.5	1.11 / 2.3 / 3.5
	
Kupplungsvariante 3	Kupplungsvariante 4
1.3 / 2.3 / 3.5	1.3 / 2.18 / 3.1
	
Kupplungsvariante 5	
1.10 / 2.3 / 3.5	
	

Tabelle 6.4: Vorausgewählte Konzepte der Kupplungsvarianten

6.2.3.1 Kupplungsvariante 1

Die Lösungsvariante 1 gleicht der Bremsvariante 3 in Bezug auf das Übersetzungsverhältnis. Zur Erfüllung der geforderten Steifigkeit wird allerdings eine Hülse eingefügt, die form- oder stoffschlüssig mit dem Bremsschlitten verbunden wird und somit eine direkte Kraftleitung bereitstellt. Die Aktorkraft bewirkt dabei eine radiale Verformung der Hülse, wodurch eine Presspassung zwischen Spindelmutter und Kupplung entsteht. Die radial benötigte Kupplungskraft kann hier entweder über Hydraulikdruck oder über drei radial angreifende Aktoren aufgebracht werden. Durch das reibschlüssige Kupplungsprinzip muss unter Annahme eines Reibkoeffizienten von $\mu = 0,1$ eine Radialkraft von 100 kN (33,3 kN bei drei Aktoren) aufgebracht werden. Der Stellweg zur Entkopplung der Wirkflächen Spindelmutter/Kupplung wird mit $s_A = 0,1$ mm abgeschätzt.

6.2.3.2 Kupplungsvariante 2

Bei dieser Lösungsvariante wird ein Schlingband durch ein Schaltmoment auf eine Kupplungshülse (siehe auch 6.2.3.2) gespannt. Daraus resultiert eine Reibungskraft, die die Spindelmutter und den Werkzeugschlitten verbindet. Bei einer 2-fachen Umschlingung ($\alpha = 4\pi$) und einem Reibkoeffizienten von $\mu = 0,1$ kann mit der Eytelweinschen Beziehung

$$F_1 / F_2 = e^{\mu \cdot \alpha}, \quad (6.3)$$

ein Verhältnis $F_1/F_2 \approx 3,5$ berechnet werden, wobei $F_1 > F_2$ ist. Die Umfangskraft im Schlingband entspricht der Reibkraft und wird über die Differenz $F_1 - F_2$ ermittelt. Bei einer erforderlichen Reibkraft von 10 kN kann die Kraft $F_2 = 4$ kN berechnet werden, was der benötigten Aktorkraft F_A entspricht. Der benötigte Aktorweg wird durch die elastische Dehnung des Schlingbands auf $s_A = 2$ mm abgeschätzt.

6.2.3.3 Kupplungsvariante 3

Die Kupplungsvariante 3 ist ähnlich zur Bremsvariante 1. Ein geschlitzter Keil übt dabei eine Radialkraft aus, die zu einer Reibungskraft umgewandelt wird und die Spindelmutter mit dem Werkzeugschlitten axial verbindet.

Die benötigte Aktorkraft kann hier nach Gl. (6.1) mit einem Reibkoeffizienten von $\mu = 0,1$ zu $F_A = 41$ kN sowie $s_A = 1$ mm berechnet werden. Aufgrund der bewegungsabhängigen Krafttrichtungsübertragung muss auch hier eine Hülse eingesetzt oder die zur Kraftverstärkung integrierten Keile symmetrisch angeordnet werden.

6.2.3.4 Kupplungsvariante 4

Die Kupplungsvariante 4 ist abgeleitet von dem linearen Kraftbegrenzer EAS-Axial der Firma Mayr [MAYR08 c]. Es handelt sich hierbei um eine kraft-/formschlüssige Kraftübertragung, was zu einer Reduzierung der benötigten Aktorkraft führt. Hierbei hält die Aktorkraft die Schaltsegmente über eine keilförmige Scheibe in einer Nut der Spindelmutter. Eine axiale Verschiebung zwischen Werkzeugschlitten und Spindelmutter ist dann nur möglich, wenn die Aktorkraft getrennt wird. Nachteilig dabei ist die Vielzahl der Wirkflächen im Kraftfluss, was zu einem immensen Steifigkeitsverlust führt. Versuche haben ergeben, dass selbst durch eine massive Steigerung der Aktorkraft F_A eine ausreichende Steifigkeit von $C_K \approx 2000$ N/ μm nicht erreichbar ist [DENNIG08A].

6.2.3.5 Kupplungsvariante 5

Die Kupplungsvariante 5 ist ähnlich der Bremsvariante 2. Mit den gleichen Randbedingungen kann deshalb für eine erforderliche Kupplungskraft von 10 kN bei einem Reibkoeffizienten von $\mu = 0,1$ nach Gl. (6.2) die benötigte Aktorkraft zu $F_A = 27$ kN und $s_A = 2,4$ mm berechnet werden. Auch hier wird eine Hülse zur Kraftübertragung verwendet.

6.2.4 Bewerten der Kupplungsvarianten

Die Kupplungsvarianten werden analog zu Abschnitt 6.2.2 in Tabelle 6.5 bewertet. Die Kosten sowie die Teilevielfalt sind auch hier im Entwicklungsaufwand und der Fertigung enthalten. Der benötigte Entwicklungsaufwand wird mit 28 % gewichtet, gefolgt von der Axialsteifigkeit mit 22 % und den benötigten Aktorparametern F_A und s_A . Kupplungsvariante 1 schneidet dabei am besten ab und wird im weiteren Entwicklungsprozess verwendet.

Bewertungskriterien			Eigenschaftsgrößen		Kupplungsvariante 1			Kupplungsvariante 2			Kupplungsvariante 3		
Nr.		Gew.		Einh.	Eigenschaft	Wert	Gew. Wert	Eigenschaft	Wert	Gew. Wert	Eigenschaft	Wert	Gew. Wert
1	kleine Baugröße	0,03	Durchmesser	-	sehr klein	4	0,13	mittel	2	0,06	groß	1	0,03
2	kurzer Aktorweg s_A	0,19	Aktorweg	mm	0,1	4	0,75	1,0	2	0,38	1,0	2	0,38
3	kleine Aktorkraft F_A	0,19	Aktorkraft	kN	100	0	0,00	4	4	0,75	41	2	0,38
4	direkte Kraftleitung	0,22	Axialsteifigkeit	N/ μ m	sehr groß	4	0,88	sehr groß	4	0,88	sehr groß	4	0,88
5	geringer Entwicklungsaufwand	0,28	Nutzung bestehender Komponenten	-	mittel	2	0,56	keine	0	0,00	mittel	2	0,56
6	einfache Fertigung	0,09	Einfachheit der Komponenten	-	mittel	2	0,19	schwierig	0	0,00	weniger schwierig	1	0,09
		1,00				16	2,50		12	2,06		12	2,31
Rangfolge					1			4			2		

Kupplungsvariante 4			Kupplungsvariante 5		
Eigenschaft	Wert	Gew. Wert	Eigenschaft	Wert	Gew. Wert
sehr groß	0	0,00	sehr groß	0	0,00
1,0	2	0,38	2,4	0	0,00
30	3	0,56	27	3	0,56
sehr klein	0	0,00	sehr groß	4	0,88
viele	3	0,84	mittel	2	0,56
mittel	2	0,19	mittel	2	0,19
	10	1,97		11	2,19
5			3		

Tabelle 6.5: Bewertungsliste der Kupplungsvarianten

6.3 Suche nach geeigneten Wirkprinzipien für die schnell schaltende Aktorik

Die Hauptanforderung an die schnell schaltende Aktorik ist das Aufbringen der Aktorkraft F_A in einer sehr kurzen Auslösezeit t_A , die vom jeweiligen Kupplungs- und Bremskonzept abhängt. Zur Konzeption einer passenden Aktorik werden dazu verfügbare Aktoren (vgl. Kap. 5) auf ihre Eignung für die ausgewählten Kupplungs- und Bremsvarianten (vgl. Tabelle 6.4/Tabelle 6.5) überprüft. Dabei fällt auf, dass die Anforderungen bzgl. Stellkräften oder -wegen nur schwer zu erfüllen sind. Beispielsweise existieren Piezoaktoren für Kräfte bis zu 100 kN bei Wegen bis zu 0,3 mm, bauen jedoch enorm groß und kosten bis zu mehreren tausend Euro. Sie scheiden also für die Brems- und Kupplungsvarianten aus. Ähnliches gilt für Formgedächtnislegierungen, die für solche Aktorkräfte ebenso groß bauen und somit zu langsam bei Temperaturänderung reagieren. Auch Hubmagnete weisen aufgrund des Magnetfeldaufbaus zu hohe Schaltzeiten auf, je höher die geforderte Kraft bei hohen Stellwegen wird. Weiterhin sind Pyroaktoren ungeeignet, da die Reversierung in den Ausgangszustand durch die nicht umkehrbare Reaktion sehr umständlich ist.

Fluidische Aktoren zeigen aufgrund ihrer hohen Leistungsdichte und einfachen Bewegungsumkehr Vorteile gegenüber den genannten Aktoren. Dies gilt vor allem für hydraulische Aktoren. Die pneumatischen Aktoren erfüllen prinzipiell die Forderungen, benötigen aber im Gegensatz zur Hydraulik weitaus größere Bauräume. Zudem bereiten sie bei extrem kurzen Schaltzeiten und sehr großen Drücken Probleme hinsichtlich der adiabaten Entspannung. Bei hydraulischen Aktoren kann mit viel größeren Drücken gearbeitet werden, was zu größeren Aktorkräften führt. Die Reversierung ist einfach und die Kosten sind niedrig. Die Hydraulik erfüllt weitgehend alle Anforderungen zum Betätigen der Kupplung bzw. Bremse. Zur schnellen Schaltung wird hier jedoch ein Hydraulikventil benötigt, das die geforderten Stellzeiten bei gleichzeitig hohem Volumenstrom aufbringen muss [REICHERT07, S. 22–26]. Dabei wird das Ventil in die hydraulische Einheit (Ventileinheit) und in die Betätigungseinheit, welche die Kraft F_{A^*} aufbringt, eingeteilt.

6.3.1 Ventileinheit

Die Ventileinheit zur Schaltung bzw. Lüftung der Bremse bzw. Kupplung muss einen hohen Leistungsbereich (hohe Nenngroße, hoher Volumenstrom) aufweisen und dabei Anforderungen wie Leckagefreiheit erfüllen. Für solche Anwendungen kommen nur

Sitzventile in Betracht [LATOUR96], die im Sicherheitsfall zwischen Ausgangs- und Endzustand schalten, also nicht regeln. Sitzventile können je nach Schließkörper in Kolben-, Kegel-, Kugel-, Platten-, bzw. Scheiben- und Schieber-Sitzventile unterschieden werden [LATOUR96], die jedoch unterschiedliche Leistungsbereiche erfüllen. Solche Ventile sind grundsätzlich am Markt verfügbar (vgl. Kap. 5), haben aber meist nur geringe Volumenströme oder weisen zu hohe Betätigungskräfte auf [DENNIG08A]. Exemplarisch ist in Bild 6.7 ein Kegelsitzventil mit zylindrischem Sitz dargestellt. Der Schieber wird dabei 2-fach über Dichtungen gelagert, um eine eindeutige Zentrierung am Ventilsitz zu gewährleisten. Das Ventil wird über die Betätigungskraft F_{A^*} geöffnet, sodass der Hydraulikdruck von Kupplung bzw. Bremse $p_{K/B}$ gegen Umgebungsdruck in den Tank ausströmen kann.

Derartige Ventile erfordern je nach Hydraulikdruck und Volumenstrom verschieden große Betätigungs-/Stellwege s_{A^*} sowie große Betätigungs-/Stellkräfte F_{A^*} , die größtenteils durch die Reibkräfte an den Dichtungen beeinflusst werden. Je größer beispielsweise der Durchmesser der Dichtung wird, desto größer werden auch die Radial- bzw. Reibungskräfte am Ventilschieber; z. B. können bei einem Hydraulikdruck von 300 bar und einem Dichtungsdurchmesser von 12 mm Reibungskräfte bis 120 N entstehen [BUSAK07]. Zudem wird ein Stellweg s_{A^*} für den Ventilschieber von mehreren Millimetern ($s_{A^*} \gg 1 \text{ mm}$) benötigt, um entsprechend große Volumenströme zu öffnen und somit eine schnelle Entleerung zu ermöglichen.

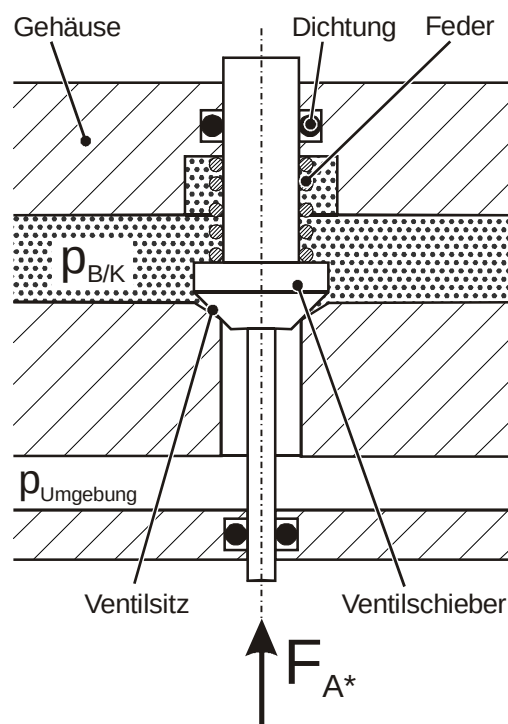


Bild 6.7: Prinzipskizze Kegelsitzventil mit zylindrischem Sitz

6.3.2 Betätigungseinheit

Die Hauptanforderung der Betätigungseinheit ist das Aufbringen der Stellkraft F_{A^*} und des Stellwegs s_{A^*} in einer extrem kurzen Stellzeit t_{A^*} . Zur Auswahl einer Aktorik werden die in Tabelle 5.2 beschriebenen Aktoren auf ihre Eignung für die Betätigungseinheit untersucht. Der Hubmagnet als kostengünstiger, zuverlässiger Aktor mit durchschnittlich großen Wegen sowie großen Kräften wurde zunächst vorausgewählt und näher untersucht. Eine Spiralzugfeder belastete dabei einen Hubmagneten mit einer Kraft von 50 N bei einem Stellweg von $s = 2$ mm. Es handelte sich dabei um einen Hubmagneten mit einer Leistung von 21 W (100 % ED), einem Widerstand von $3,2 \Omega$, mit 360 Wicklungen und einem Durchmesser von 49 mm bei einer Höhe von 23 mm. Dieser wurde mit einer Spannung von 30 V (< 10 % ED) für kurze Zeit übererregt. Nach ca. 5 ms setzt sich der Hubmagnetstößel bzw. -anker in Bewegung und erreicht nach weiteren 3,9 ms den Stellweg von 2 mm, woraus eine Gesamtstellzeit von 8,9 ms resultiert (vgl. Bild 6.8).

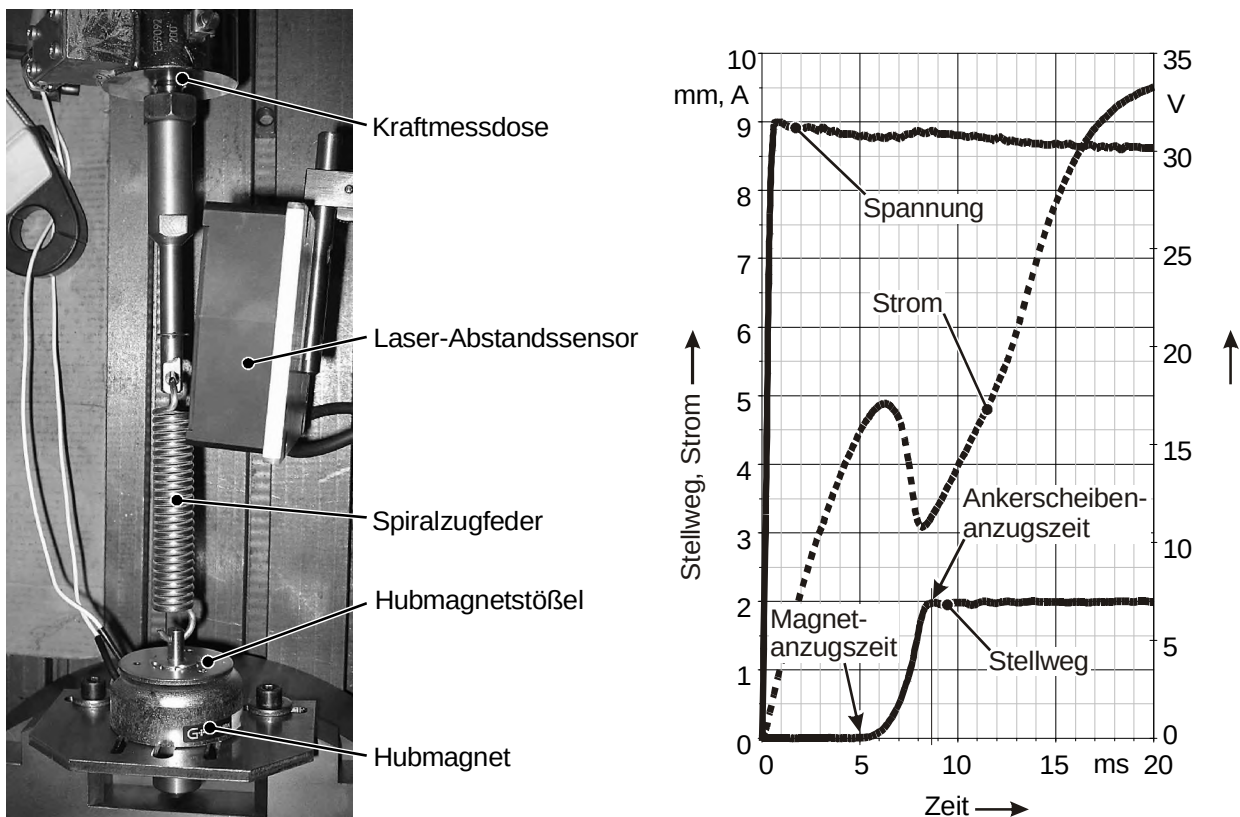


Bild 6.8: Vorversuch mit belastetem Hubmagnet ($F_{A^*} = 50$ N, $s_{A^*} = 2$ mm)

Durch eine höhere Übererregung kombiniert mit einer spezifischen Elektronik, die eine Erregerzeit von wenigen Millisekunden vorgibt, kann dabei die Gesamtzeit noch weiter verkürzt werden [KUHNKE08]. Aufgrund der Anforderungen für Sitzventile ist jedoch eine weit größere Stellkraft notwendig, woraus wiederum eine längere Hubmagnet-

Gesamtzeit resultiert. Ein Hubmagnet als alleiniges Antriebselement zum Aufbringen der Stellparameter ist damit als Lösung ungeeignet. Deshalb sind Anforderungen wie geringe Kosten, Möglichkeiten zur Reversibilität und hohe Leistung nur durch den Einsatz eines Energiespeichers zu erreichen, der durch einen schnell schaltenden Aktor ausgelöst wird [ENGEL06; HERMANN07; DENNIG08C]. Daraus lässt sich die Funktionsstruktur für die Betätigungseinheit neu definieren (vgl. Bild 6.9). Zunächst muss über eine Hilfsenergie (Reversierung) der Energiespeicher geladen werden. Danach wird mittels eines schnell schaltenden Aktors ein Freigabe-/ Haltemechanismus betätigt, der schließlich den Energiespeicher auslöst und das Ventil schaltet. Darauf aufbauend können methodisch Lösungen gesucht, im morphologischen Kasten dargestellt (vgl. Tabelle 6.6) und schließlich zu Wirkstrukturen kombiniert werden.

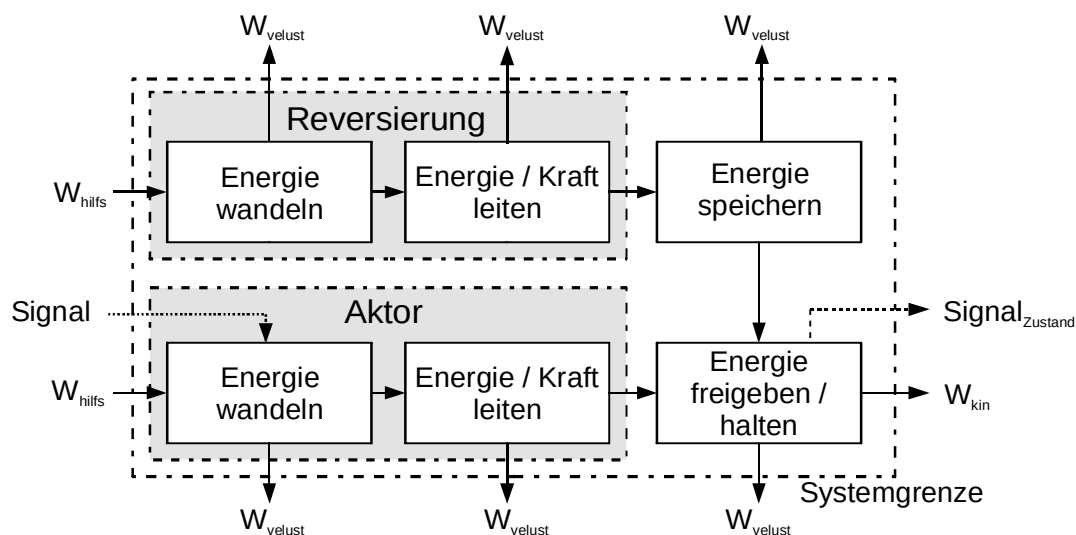
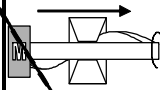
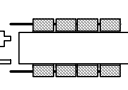
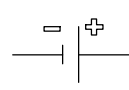
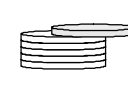
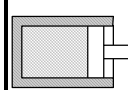
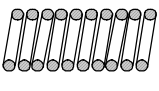
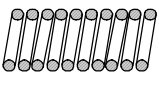
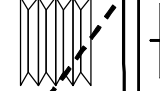
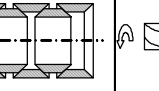
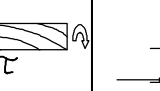
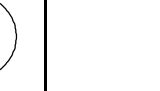
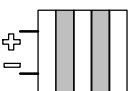
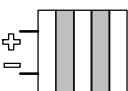
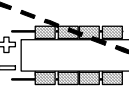
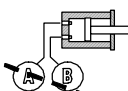
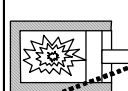
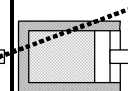
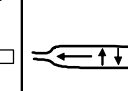
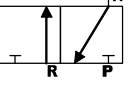
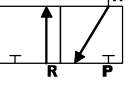
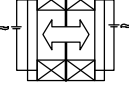
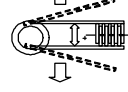
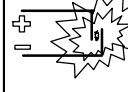
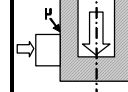
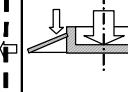


Bild 6.9: Funktionsstruktur der Betätigungseinheit zur Schaltung des Ventils

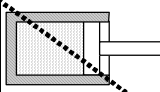
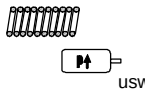
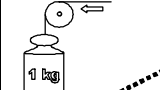
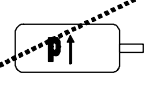
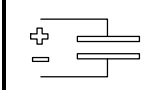
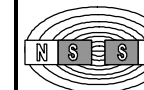
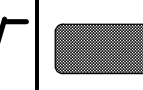
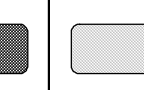
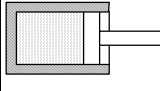
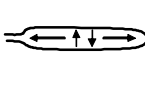
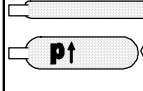
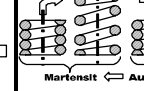
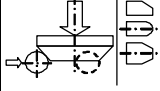
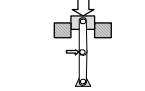
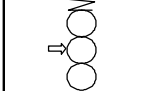
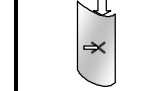
Reversierung	1.1	manuell	elektromechanisch	elektromagnetisch	elektrisch	chemisch	hydraulisch
	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	1.7	
keine Rückführung nötig							
		von Hand	Gewindespindel, Zahnstange etc.	Hubmagnet	Stromquelle	Magazin	Kolben
Energiespeicher	2.1	mechanisch					
	2.2	2.3	2.4	2.5	2.6	2.7	
ohne Energiespeicher							
		Spiralfeder	Tellerfeder	Ringfeder	Torsionsstab	Verspannung	Schwungrad
schnellschaltender Aktor	3.1	piezoelektrisch	elektromagnetisch	pyrotechnisch		hydraulisch	
	3.2	3.3	3.4	3.5	3.6	3.7	
ohne direkten Aktor							
		Stapelaktor, Biegeaktor etc.	Hubmagnet	fluidisch	Feststoff	Kolben	Schlauch
Freigabe- bzw. Haltemechanismus	4.1	kraftschlüssig			kraft- / reibschlüssig		
	4.2	4.3	4.4	4.5	4.6	4.7	
ohne Freigabemechanismus							
		Ventil	Spule	verdampfen	Zündfunke	Reibbacken	Ringspannelemente

Aktorvariante 3

Aktorvariante 1

Aktorvariante 2

Tabelle 6.6: Morphologischer Kasten für die Betätigungseinheit zur Schaltung des Ventils

pneumatisch	mechanisch					
1.8	1.9					
	 usw.					
Kolben	Energiespeicher					
mechanisch	flüssig	elektrisch	magnetisch	elektromagnetisch	chemisch	
2.8	2.9	2.10	2.11	2.12	2.13	2.14
						
Gravitation	Drucktank	Kondensator	Permanentmagnet	Spule	Feststoff	flüss./gasf.
pneumatisch			thermisch			
3.8	3.9	3.10	3.11			
			 Martensit ↔ Austenit			
Kolben	Schlauch	pneum. Muskel	Formgedächtnis- legierung			
form-/ kraftschlüssig			kraft-/stoffschlüssig			
4.8	4.9	4.10	4.11			
						
Kugel, Keil, Stift, Zylinder etc.	Knickgelenk	Kugeln	Knickblech			

6.3.3 Konzeptvarianten für die Ventilaktorik

Angesichts der hohen Anzahl an möglichen Wirkstrukturen, die mittels des Morphologischen Kastens in Tabelle 6.6 gebildet werden können, sind hier nur diejenigen Varianten dargestellt, die aufgrund von Bewertungskriterien wie Stellzeit, Stellkraft, Stellweg, Komplexität, Kosten, Baugröße etc. sinnvoll erscheinen. Deshalb scheiden im Voraus gewisse Wirkprinzipien aus dem morphologischen Kasten aus, andere werden dagegen vorrangig aufgrund offensichtlicher Vorteile verwendet. So werden beispielsweise Tellerfedern in erster Linie aufgrund ihrer einfachen Handhabung, Baugröße und Kosten für den Energiespeicher benutzt. Weiterhin kommen bei der Auswahl der Aktoren aus Gründen des Entwicklungsstands, der Reversierbarkeit und den geforderten Stellparametern nur Piezoaktoren, Hubmagnete und hydraulische Systeme in Betracht (vgl. auch Kap. 4). Die Reversierung soll in erster Linie hydraulisch oder per Hand erfolgen.

Der Freigabe- bzw. Haltemechanismus ist stark von den ausgewählten Aktoren abhängig und hat z. T. Ähnlichkeit mit den in Tabelle 6.1 dargestellten Prinzipien zur „Kopplung oder Entkopplung“ der Bremse bzw. Kupplung. Im Folgenden werden dazu drei Aktorvarianten beschrieben, die letztendlich aus dem beschriebenen, methodischen Vorgehen resultieren. Sie basieren auf den ausgewählten Aktorprinzipien der Hubmagnet- und Piezotechnik sowie dem hydraulischen Prinzip.

6.3.3.1 Aktorvariante 1

Die Aktorvariante 1 basiert auf dem elektromagnetischen Prinzip und nutzt die Eigenschaft, dass Hubmagnete als Aktor ihre größte Stell- bzw. Haltekraft bei eingefahrenem Anker besitzen (vgl. auch Bild 5.3). Hinzu kommt, dass sie grundsätzlich nicht mit Querkräften belastet werden dürfen, da ansonsten Reibkräfte zwischen Stößel und Magnet entstehen, wodurch sich die Schaltzeit verschlechtert. Ein Lösungsansatz besteht nun darin, den Hubmagneten bei eingefahrenem Stößel mit dem Energiespeicher (Tellerfedern) axial zu belasten und gleichzeitig zu bestromen, um somit die Kraft im Energiespeicher zu halten (Bild 6.10). Bei Auslösung wird der Hubmagnet schnellstmöglich abgeschaltet und gibt die gespeicherte Energie in Form der Stellkraft und des Stellweges frei. Durch die rein axiale Belastung kann auf zusätzliche mechanische Konstruktionen verzichtet werden. So kann mit dem Hubmagneten aus dem Vorversuch in Kap. 6.3.2 eine Kraft von ca. 300 N aufgebracht werden.

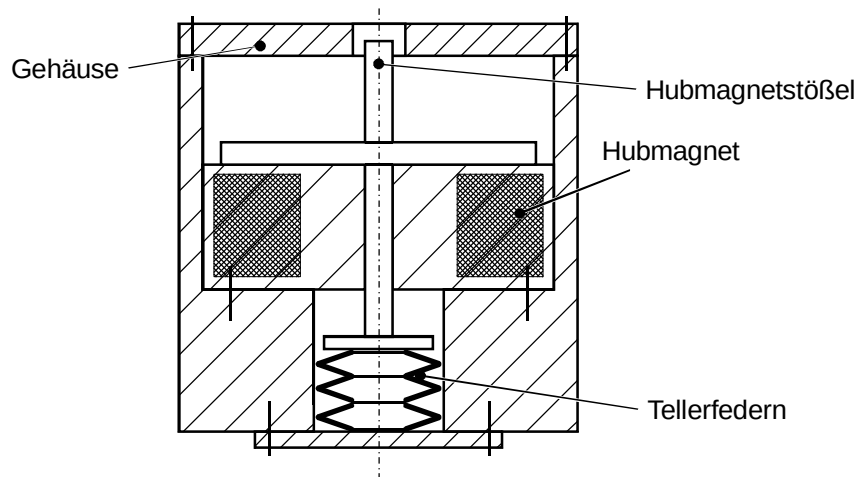


Bild 6.10: Funktionsweise der Hubmagnetaktorik

6.3.3.2 Aktorvariante 2

Die Aktorvariante 2 nutzt Piezoaktoren, um schnellstmöglich die gespeicherten Energie der Tellerfedern in kinetische Energie zu wandeln. Aufgrund der Eigenschaften von Piezoaktoren (hohe Stellkraft, geringer Stellweg) eignen sie sich besonders für Prinzipien, die auf kraftschlüssigen Verbindungen basieren. Zum Halten bzw. Freigeben des Energiespeichers durch Klemmverbindungen reichen die Stellwege der Piezoaktoren aus. Auf kostenintensive und steifigkeitsmindernde Wegvergrößerungssysteme kann verzichtet werden. Dabei fixieren die Piezoaktoren, die sich am Gehäuse abstützen, den Aktorstößel und somit den Energiespeicher mittels einer Reibkraft, die aus einer radialen Anpresskraft der Piezoaktoren resultiert (Bild 6.11).

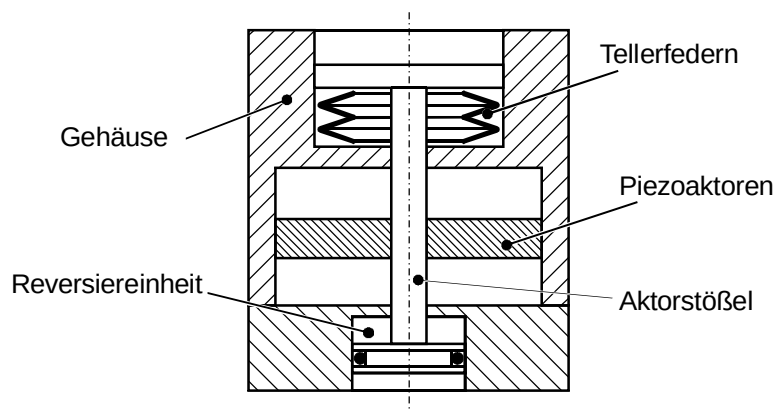


Bild 6.11: Funktionsweise der Piezoaktorik

Demnach ist der Einsatz von mind. zwei Piezoaktoren notwendig. Durch Aktivieren der Piezoaktoren ziehen sich diese zurück und geben den Stößel und somit den Energiespeicher frei. Stellkraft und Stellweg werden geschaltet.

6.3.3.3 Aktorvariante 3

Die Aktorvariante 3 basiert auf Standardkomponenten. Dabei wird die Ventileinheit durch ein verfügbares Wegeventil der Nenngroße (NG) 4 über eine Hydraulik angesteuert, das elektrisch betrieben wird. Durch die kleine Nenngroße werden dabei nur geringe Stellwege bzw. Stellkräfte im Wegeventil NG4 benötigt, die in sehr kurzer Zeit aufgebracht werden können.

6.4 Gesamtaufbau

Der Gesamtaufbau der hydraulisch gelüfteten Bremse bzw. Kupplung ist in Bild 6.12 exemplarisch mit der Aktorvariante 1 und 2 (Hubmagnetventil bzw. Piezoventil) dargestellt. Das Bremse-Kupplung-System wird über die gemeinsame Ventileinheit (vgl. Bild 6.7) geschaltet. Zur Betätigung der Ventileinheit dient der Energiespeicher, der durch die Piezo- bzw. Hubmagnetaktorik ausgelöst wird und den Druck von Bremse und Kupplung gegen den Umgebungsdruck in den Tank ausströmen lässt. Durch die gemeinsame Aktorik ergeben sich Vorteile in den Bereichen der Kosten, Baugröße und Fehleranfälligkeit.

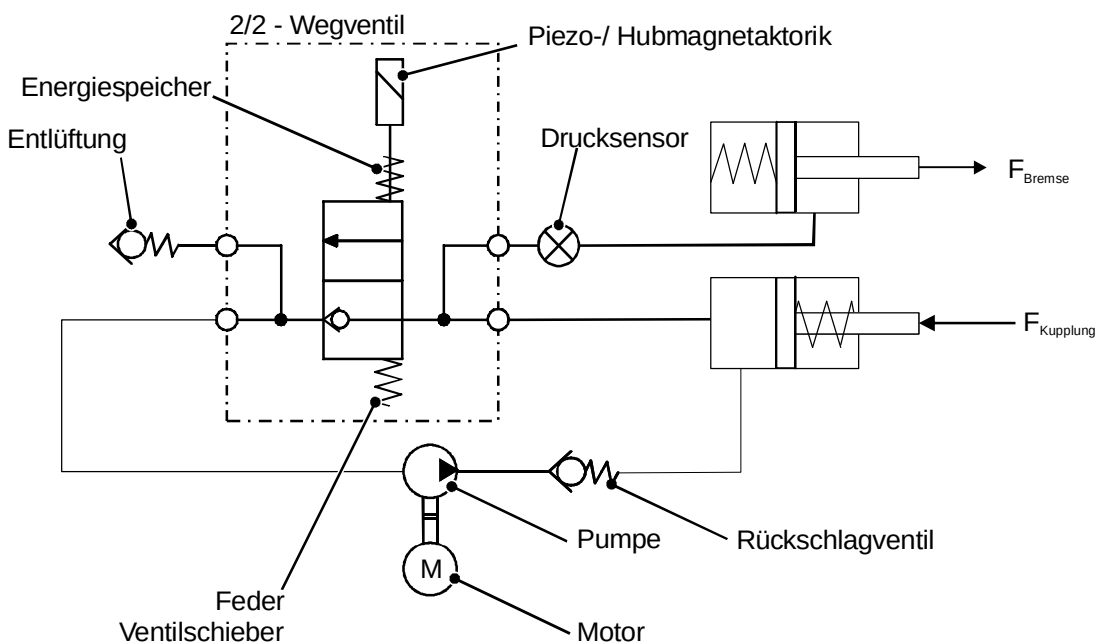


Bild 6.12: Gesamtaufbau von Kupplung, Bremse und Aktorik

7 Entwicklung des Bremssystems

Die zu konzipierende Bremse soll die linear bewegten Massen einer Werkzeugmaschine - nach der Trennung vom Antriebsstrang durch eine Sicherheitskupplung - möglichst schnell zum Stillstand bringen. Während des Projekts KoBaSiS entwickelte die als Kooperationspartner beteiligte Fa. Ortlinghaus eine neue Bremse, die auf dem bekannten reibschlüssigen Prinzip mit einer Verstärkung über Keile beruht und über Hydraulik gelüftet wird. Die Kernkomponente zur Schaltung der Bremse stellt also ein Ventil dar, das in Kap. 9 beschrieben wird. Diese Bremse, die auf der in Kap. 6.2.1.1 erarbeiteten Lösungsvariante basiert, soll nun hinsichtlich der Vergrößerung der Bremskraft sowie der Verkürzung der Reaktionszeiten optimiert werden.

7.1 Aufbau und Funktionsweise

Die Bremskraft wird über vorgespannte Tellerfedern auf einen Keil aufgebracht, der einen Bremsbelag gegen die Bremsstange drückt (Bild 7.1). Durch den Keil kommt es hierbei zu einer Kraftverstärkung in radialer Richtung. Durch gegensinnige Anordnung von zwei Bremseinheiten kann das System in beide Fahrerrichtungen gleich wirken. Die Komponenten sind dabei rotationssymmetrisch, wobei der Bremsbelag zur radialen Nachgiebigkeit in mehrere Segmente geschlitzt ist. Um die Bremse zu lösen, wird der Kolben über den Anschluss mit hydraulischem Druck beaufschlagt. Dadurch werden die Tellerfedern zusammengedrückt und der Bremsbelag ist ohne Last. Die Bremsstange muss dabei fest im Raum gelagert und die vollen Bremskräfte übertragen werden.

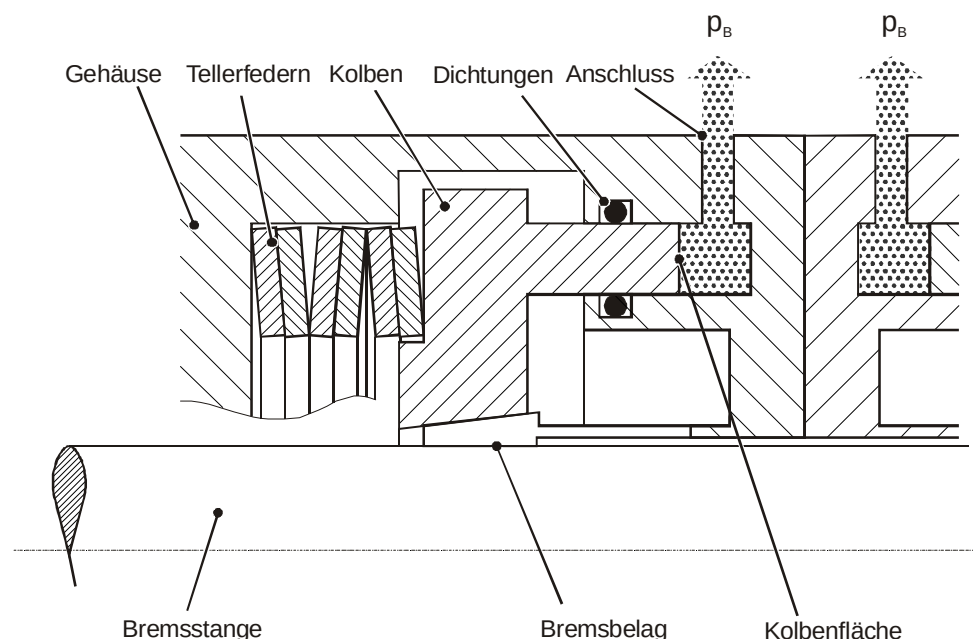


Bild 7.1: Prinzipbild der hydraulisch gelüfteten Bremse

Bremskraft:

Nach Kap. 3.2.2 wird eine Bremskraft von $F_B > 16 \text{ kN}$ bzw. 8 kN pro Bremsenhälfte gefordert. Bei Annahme eines Reibkoeffizienten $\mu = 0,1$ zwischen Bremsstange und Bremsbelag ergibt sich eine Normalkraft von $F_N = 160 \text{ kN}$, die über den Keil aufzubringen ist. Dabei werden gesinterte, metallische Reibbeläge verwendet, die über zulässige Flächenpressungen $p_{\text{belag}} \geq 50 \text{ N/mm}^2$ im statischen Fall bzw. über 35 N/mm^2 im dynamischen Fall verfügen. Eine dafür ausreichend große Bremsbelagsfläche

$$A_{\text{belag}} = F_N / p_{\text{belag}} \quad (7.1)$$

ist auszulegen.

Bremszeit:

Die Verkürzung der Reaktionszeit liegt im Wesentlichen in der Reduzierung der Nebenzeiten zum Entleeren des Kolbenraumes begründet [ORTLINGHAU04, S. 68–70]. Tabelle 7.1 zeigt Eigenschaften ausgewählter Ventile, die in Vorversuchen ermittelt wurden. Deutlich werden dabei die baugrößentypischen Eigenschaften. Ventile mit geringen Nenngrößen benötigen aufgrund des Schieberwegs und der geringen zu beschleunigenden Massen kurze Schaltzeiten, allerdings bei relativ geringen Durchflüssen. Sind größere Durchflüsse gefordert, verschlechtern sich die Schaltzeiten aufgrund der größeren zur Schaltung benötigten Elektromagnete.

Ventilgröße	Eigenzeit des Ventils t_{A^*} :	Entleerzeit t_{EB} :	Volumenstrom Q :
NG4 (Wandfluh)	8 ms	30 ms	12 l/min
NG10 (VTHL)	18 ms	3 ms	90 l/min

Tabelle 7.1: Eigenschaften ausgewählter Ventile

Für den Einsatz in einer schnell schaltenden Bremse für eine moderne Werkzeugmaschine sind diese Werte nicht ausreichend. Bei einem Einsatz des Ventils mit der Nenngröße 4 ergibt sich mit einer Ansprechzeit $t_{BA} = t_{A^*} + t_{EB}$ von 38 ms bei einer Anfangsgeschwindigkeit $v_0 = 20 \text{ m/min}$ und einer bewegten Masse von $m = 1000 \text{ kg}$ ein Bremsweg von $x_B \approx 16 \text{ mm}$. Bild 7.2 verdeutlicht diesen Sachverhalt nach Gl. (3.18), wobei der gewünschte Bremsweg bei einer Geschwindigkeit von 20 m/min und bei verschiedenen Reaktionszeiten aufgetragen wird.

Ein kurzer Gesamtbremsweg ist also maßgeblich abhängig von einer kurzen Reaktionszeit der Bremse. Um den Bremsweg zu verkürzen, gibt es verschiedene Möglichkeiten, die aber nur mittelbar Bestandteil der Bremse sind. So kann sich durch den Einsatz schnellerer Ventile mit großem Ölauslassquerschnitt (z. B. Ventile mit größerem Durchmesser oder Einsatz mehrerer Ventile) der Volumendurchsatz erhöhen.

Es kommt zu einer schnelleren Entleerung des Zylinders und somit zu einer schnelleren Abbremsung. Weiterhin kann durch die Verkürzung der Schlauchlänge und Vergrößerung des Schlauchdurchmessers zwischen Bremse und Hydraulikaggregat bzw. Ölreservoir der Nenndurchfluss gesteigert werden [FESTO05, S. 538–540].

Unmittelbar können dagegen kleinere Ölvolumina zur Lüftung eingesetzt werden, was ebenso zu einer schnelleren Entleerung führt. Dies kann durch den Einsatz eines größeren Arbeitsdrucks erfolgen, wodurch eine kleinere Kolbenfläche zum Spannen der Tellerfedern ausreicht.

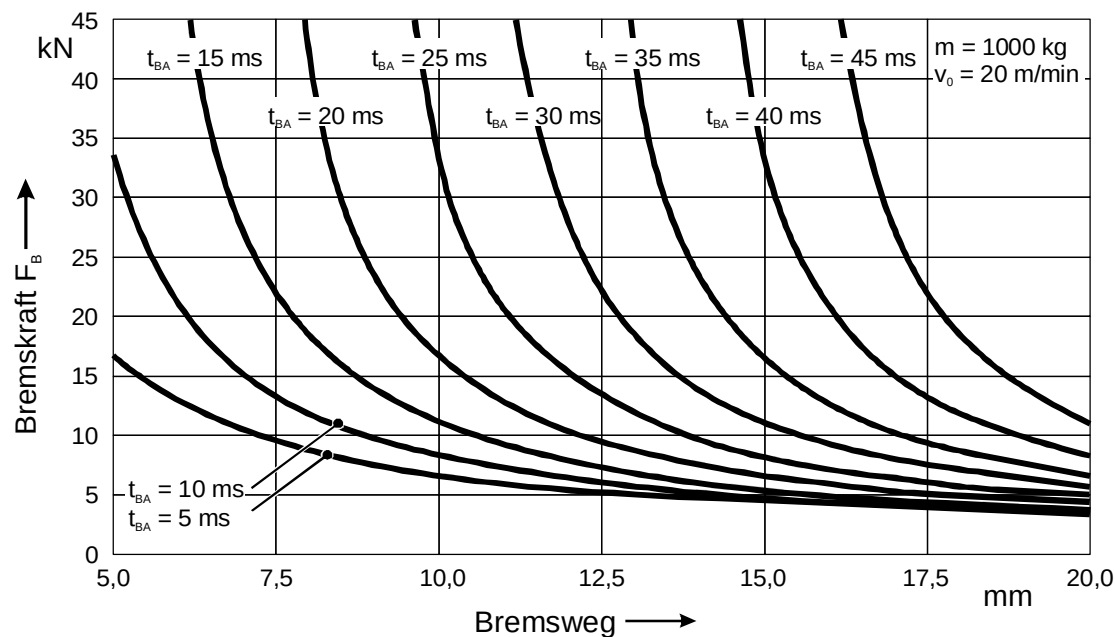


Bild 7.2: Bremskraft über Gesamtbremsweg und Ventilzeit

7.2 Kräfteverhältnisse

Zur Aufbringung einer Bremskraft F_B ist eine ausreichend hohe Federkraft F_{FP} notwendig ($p_B = 0$). Diese hängt stark von den festgelegten Randbedingungen wie Reibbeiwerten und Keilwinkeln ab. Die Selbsthemmung des Keils/Kolbens kann in diesem Fall hergeleitet werden zu

$$\tan(\alpha / 2) = \mu . \quad (7.2)$$

Gewöhnlich wird hier mit Keilwinkeln um 12° verwendet, da unterhalb von $11,4^\circ$ ($\mu = 0,1$) Selbsthemmung herrscht.

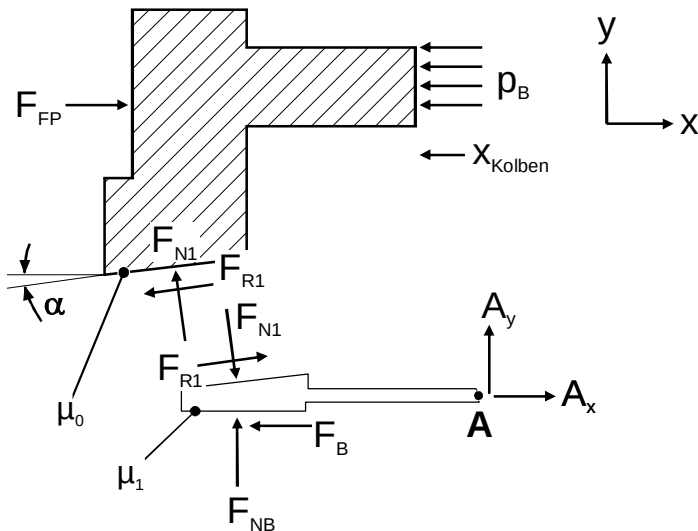


Bild 7.3: Kräfte am Keil und am Kolben

Die Normalkraft F_{N1} am Keil kann dabei über das Momentengleichgewicht um den Punkt A bestimmt werden zu

$$F_{N1} = \frac{-F_B}{\mu_0 \cdot (\mu_1 \cdot \sin \alpha - \cos \alpha)}, \quad (7.3)$$

wobei sich die Hebelarme um A herauskürzen. Aufgrund der flachen Bauweise des Keils sind die Hebelarme in y-Richtung sehr klein und werden vernachlässigt. Mit $F_{R1} = \mu_1 \cdot F_{N1}$ ergibt sich

$$F_{FP} = \frac{-F_B \cdot (\sin \alpha + \mu_1 \cdot \cos \alpha)}{\mu_0 \cdot (\mu_1 \cdot \sin \alpha - \cos \alpha)}. \quad (7.4)$$

Dabei wird die Reibung an den Dichtungen nicht berücksichtigt. Zur Verschiebung des Kolbens bzw. Lüftung der Bremse ist eine ausreichend hohe Kraft F_{Kolben} erforderlich, die sich aus dem Produkt der Kolbenfläche A_{Kolben} und des Lüftdrucks p_B zusammensetzt. Zu beachten ist dabei, dass zur Aufbringung der Bremskraft Tellerfedern verwendet werden, was zu einer höheren Federkraft F_{FP2} bzw. F_{Kolben} führt (vgl. Bild 7.4). Zudem beeinflussen einzustellende Lüftspiele, veränderliche Reibbeiwerte an Oberflächen und Dichtungen sowie Fertigungsungenauigkeiten die Kolbenkraft. Beispielsweise ergeben sich bei einem Druck von 250 bar an den Dichtungen Reibbeiwerte von bis zu 2300 N pro Kolben [TRELLEBORG08].

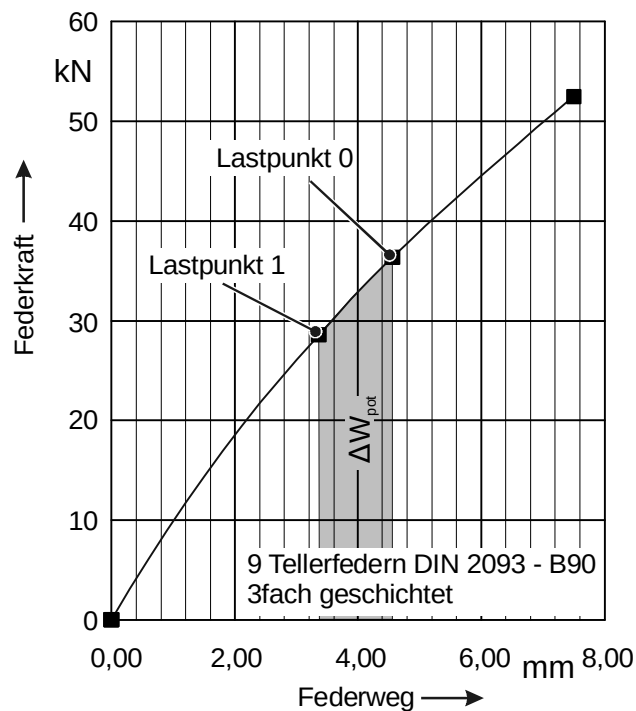


Bild 7.4: Kennlinie der verwendeten Tellerfedern

Wünschenswert sind bei derartigen Bremstypen geringe Lüftspiele von 0,1 - 0,3 mm (Spalt zwischen Bremsstange und Bremsbelag), wofür eine Verschiebung des Kolbens von

$$x_{\text{Kolben}} = s_{\text{Lüftspiel}} / \tan \alpha \quad (7.5)$$

erforderlich ist. Aus den oben genannten Gründen ist die Wahl eines sicher ausgelegten Lüftdrucks p_B und einer Kolbenfläche A_{Kolben} notwendig. Im Folgenden wurden dazu Stangendichtungen mit bestimmten Durchmessern ausgewählt, die damit zu einer Kolbenfläche von $A_{\text{Kolben}} = 1900 \text{ mm}^2$ führen und bei einem Druck $p_B = 250 \text{ bar}$ eine Kraft $F_{\text{Kolben}} = 47,5 \text{ kN}$ ergeben.

Bei einem Lüftspiel von 0,3 mm und einem Keilwinkel von 12° kann der Kolbenweg x_{Kolben} mit 1,4 mm berechnet werden, was bei der vorhandenen Kolbenfläche zu einem Volumen von $V_B = 2,68 \text{ cm}^3$ pro Bremsenhälfte führt.

7.3 Entleerzeiten

Die Berechnung der Entleerzeiten der Bremse erfolgt hier zunächst ohne Ventileinheit. In hydraulischen Anlagen kann der Schweredruck gegenüber dem örtlichen statischen Druck vernachlässigt werden [WILL07, S. 47] und die Bernoulli-Gleichung wird zu

$$p_b + \frac{\rho}{2} \cdot v_{\text{Kolben}}^2 = p_{\text{Umgebung}} + \frac{\rho}{2} \cdot v_2^2. \quad (7.6)$$

Die Kolbengeschwindigkeit v_{Kolben} ist im Vergleich zur Ausströmgeschwindigkeit v_2 aufgrund der Flächenverhältnisse von Kolben und ausströmenden Querschnitt sehr klein. Deshalb wird vereinfacht $v_{\text{Kolben}} = 0$ und die ausströmende Geschwindigkeit v_2 kann mit Gl. (7.7) berechnet werden [BEITZ95, S. B52]. Dies führt zu einer turbulenten Strömung.

$$v_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot (p_b - p_{\text{Umgebung}})}{\rho}} \quad (7.7)$$

$$\text{Re} = \frac{v_2 \cdot d_{\text{rohr}}}{\nu_k} > 2320 \rightarrow \text{turbulent} \quad (d_{\text{rohr}} = 6 \text{ mm}). \quad (7.8)$$

Bei einem zu entleerenden Volumen V beträgt mit $Q = v_2 \cdot A_{\text{rohr}}$ die Entleerzeit

$$t_E = \frac{V}{v_2 \cdot A_{\text{rohr}}}. \quad (7.9)$$

Die bisherigen Betrachtungen gelten für reibungsfreie Strömungsvorgänge. Der Einfluss der Reibung kann in der Bernoulli-Gleichung durch ein Verlustglied $\Delta p_{\text{verlust}}$ berücksichtigt werden (Gl. (7.10)).

$$p_b = p_{\text{Umgebung}} + \frac{\rho}{2} \cdot v_{2\text{reib}}^2 + \Delta p_{\text{verlust}} \quad (7.10)$$

$$\Delta p_{\text{verlust}} = \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_{2\text{reib}}^2 \quad (7.11)$$

$\Delta p_{\text{verlust}}$ stellt dabei die Summe aller Druckverluste dar und definiert sich bei Annahme konstanter Querschnitte über die Durchströmgeschwindigkeit $v_{2\text{reib}}$ und die Strömungswiderstände ζ der durchströmten Leitungen und Bauelemente (Gl. (7.11)). Im vorliegenden Fall handelt es sich um einen Druckverlust, der durch Knickstücke, Rohrkrümmungen und Rohrleitungen erzeugt wird. Da im konstruktiven Aufbau das Hydraulikventil zur Entleerung der Bremse möglichst nahe am Ausfluss platziert wird, ist von einer geringen Anzahl an Knickstücken und Rohrkrümmern auszugehen. Für einen Rohrdurchmesser $d_{\text{rohr}} < 6 \text{ mm}$, bei einer gegebenen Rohrkrümmung und derart hohen Reynoldszahlen sind geringe Widerstandsbeiwerte ζ_{Kr} für Rohrkrümmer zu erwarten, wohingegen die Widerstandsbeiwerte von Knickstücken ζ_{Kn} bei gleichen Voraussetzungen weitaus höher liegen [WILL07, S. 53].

Der Widerstandsbeiwert ζ_{Ro} von Rohrleitungen ist abhängig von der Länge l_{rohr} des Rohres und dem Rohrreibbeiwert λ (Gl. (7.12)), wobei dieser stark mit der Reynoldszahl variiert und nach Gl. (7.13) für turbulente Strömungen berechnet werden kann. Die

Geschwindigkeit unter Reibungsbedingungen $v_{2\text{reib}}$ ergibt sich dann nach Gl. (7.14), wodurch sich die Entleerzeit t_{Ereib} berechnen lässt.

$$\zeta_{R0} = \lambda \cdot \frac{l_{\text{rohr}}}{d_{\text{rohr}}} \quad (7.12)$$

$$\lambda = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}} \quad (7.13)$$

$$v_{2\text{reib}} = \sqrt{\frac{2 \cdot (p_B - p_{\text{Umgebung}})}{\rho \cdot (1 + \zeta_{R0} + \zeta_{Kr} + \zeta_{Kn})}} \quad (7.14)$$

Mit den Annahmen aus Tabelle 7.2 lassen sich die Entleerzeiten, Austrittsgeschwindigkeiten und Volumenströme berechnen (Tabelle 7.3).

Arbeitsdruck:	$p_B = 250 \text{ bar}$
Dichte des Hydrauliköls:	$\rho = 870 \text{ kg/m}^3$
Hydraulischer Rohrdurchmesser (2 Rohre) :	$d_{\text{rohr}} = 6 \text{ mm}$
Kinematische Viskosität:	$\nu_k = 32 \text{ mm}^2/\text{s}$
Zu entleerendes Volumen:	$V_B = 5,36 \text{ cm}^3$
Widerstandsbeiwert Rohrkrümmer (90°):	$\zeta_{Kr} < 0,2$ (Rohrkrümmung $R = 30 \text{ mm}$)
Widerstandsbeiwert Knickstücke (90°):	$\zeta_{Kn} \approx 1,2$
Rohrlänge:	$l_{\text{rohr}} = 300 \text{ mm}$

Tabelle 7.2: Annahmen

ausströmende Geschwindigkeit (reibungsfrei):	$v_2 = 235 \text{ m/s}$
Reynoldszahl:	$\text{Re} = 44042$
<u>Reibungsfrei:</u>	
Entleerzeit:	$t_E = 0,8 \text{ ms}$
Volumenstrom:	$Q = 398 \text{ l/min}$
<u>Reibungsbehaftet:</u>	
Entleerzeit:	$t_{\text{Ereib}} = 1,50 \text{ ms}$
Volumenstrom:	$Q = 213 \text{ l/min}$
ausströmende Geschwindigkeit:	$v_{2\text{reib}} = 126 \text{ m/s}$

Tabelle 7.3: Ergebnisse

Bild 7.5 zeigt die theoretische Abhängigkeit der Entleerzeit vom Rohrdurchmesser, der Rohrlänge und des zu entleerenden Ölvolumens. Dabei wird deutlich, dass erst ab einem Rohrdurchmesser $d_{\text{rohr}} < 5 \text{ mm}$ die Entleerzeit exponentiell zunimmt und oberhalb $d_{\text{rohr}} > 5 \text{ mm}$ fast linear verläuft. Die Rohrlänge hingegen hat einen deutlich geringeren Einfluss, da z. B. eine Halbierung der Rohrlänge von 300 auf 150 mm eine Senkung der Entleerzeit von ca. 9 % bewirkt. Das auszuschiebende Volumen geht nach Gl. (7.9) linear in die Entleerzeit ein. Eine Verdopplung des Volumens führt zu einer Verdopplung der Entleerzeit.

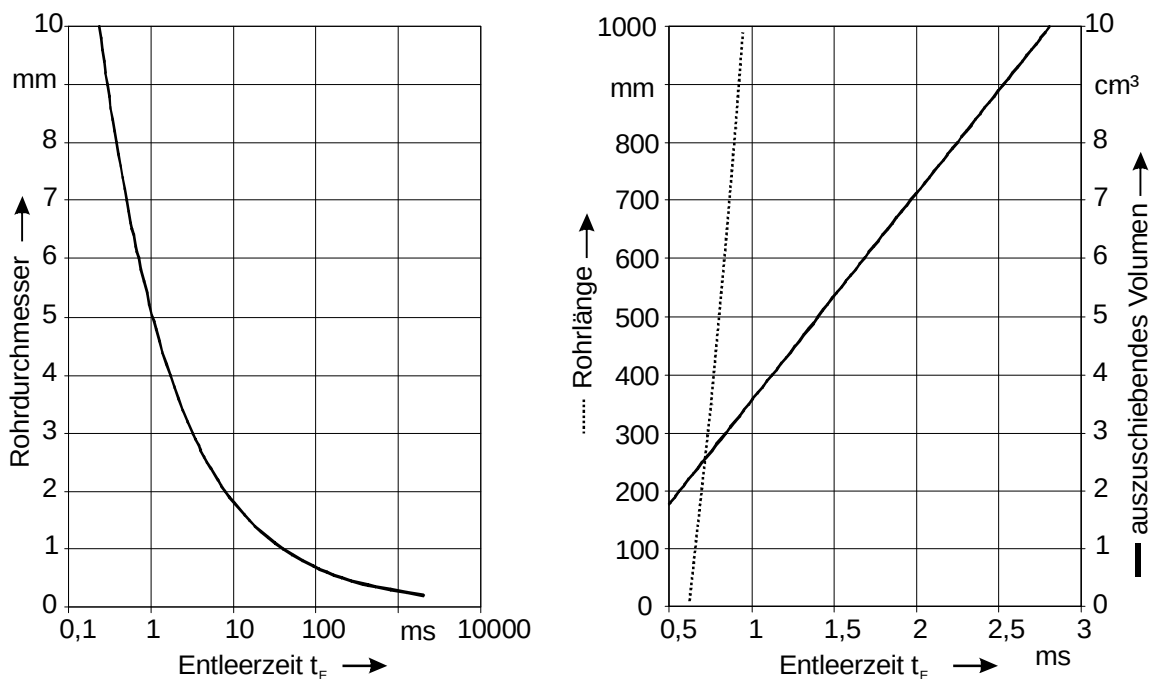


Bild 7.5: Entleerzeiten in Abhängigkeit des Rohrdurchmessers, der Rohrlänge und des zu entleerenden Ölvolumens

8 Entwicklung des Kupplungssystems

Die zu entwickelnde Kupplung soll den Kraftfluss zwischen Spindelmutter und Werkzeugschlitten möglichst schnell trennen, um den kompletten Vorschubantrieb im Kollisionsfall zu schützen. Diese Kupplung, die auf der in Kap. 6.2.3.1 erarbeiteten Lösungsvariante basiert, nutzt als Wirkprinzip einen hydraulischen Pressverband zur Aufbringung einer reibschlüssigen Verbindung zwischen Werkzeugschlitten und Spindelmutter. Zur Realisierung dieses Wirkprinzips wird hier ebenso wie in Kap. 7 ein Ventil zur Schaltung der Kupplung benötigt.

Ziel dieses Kapitels ist die Auslegung der hydraulischen Kenngrößen und der erforderlichen geometrischen Dimensionen der Kupplung. Es handelt sich also im Gegensatz zum Kap. 7 um eine Neuentwicklung, da keiner der Kooperationspartner im Projekt KoBaSiS über Erfahrungen auf diesem Gebiet verfügt.

8.1 Funktionsweise und theoretische Grundlagen der Kupplung

Das Prinzip der betrachteten Kupplung basiert auf einer Klemmhülse, die durch Beaufschlagung mit Hydraulikdruck auf eine Gegenhülse gepresst wird (vgl. Bild 8.1). Dadurch verringert sich der Innendurchmesser der Klemmhülse und bewirkt eine Radialkraft zwischen Klemm- und Gegenhülse, die der Axialkraft F_{ax} entgegenwirkt.

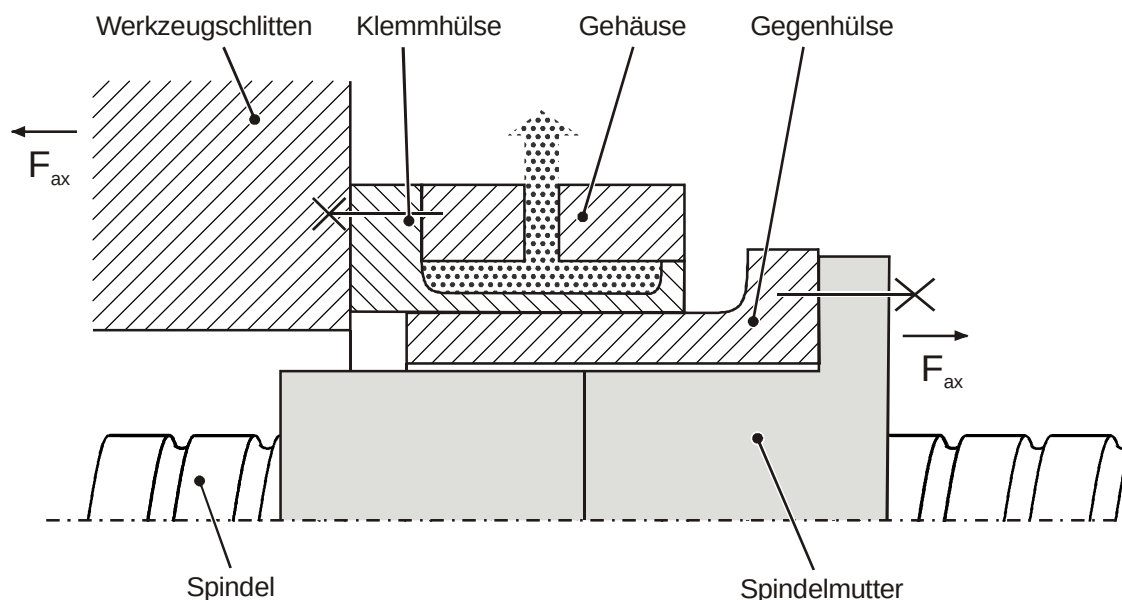


Bild 8.1: Prinzip der hydraulisch geschalteten Kupplung

Die Gegenhülse ist dabei fest mit der Spindelmutter verbunden und schützt zudem die hochwertigen Laufeigenschaften der Spindelmutterkugeln gegen Schädigung aus den Radialkräften der Klemmhülse. Die Klemmhülse selbst ist direkt an den Werkzeugschlitten

ten angeflanscht und stellt die Kernkomponente der Kupplung dar. Durch Ablassen des Hydraulikdrucks wird die Reibkraft an den Wirkflächen aufgehoben und der Werkzeugschlitten von der Spindelmutter entkoppelt.

Zur Sicherstellung der Anforderungen ergibt sich die Optimierungsproblematik zwischen hoher axialer Steifigkeit bei gleichzeitig ausreichender radialer Elastizität der Klemmhülse. Zudem muss aufgrund des dynamischen Lastfalls, der in der Werkzeugmaschine vorherrscht, die Dauerfestigkeit des eingesetzten Materials eingehalten werden.

Im Falle einer Kollision der Werkzeugmaschine ist mit einem Anhalteweg der Bremse x_{stop} zu rechnen (Bild 8.2, vgl. Kap. 3.2.2). Dies muss bei der Anordnung der Hülsen durch einen ausreichenden Abstand berücksichtigt werden, damit nach Entkopplung die Klemmhülse nicht mit der Gegenhülse kollidiert.

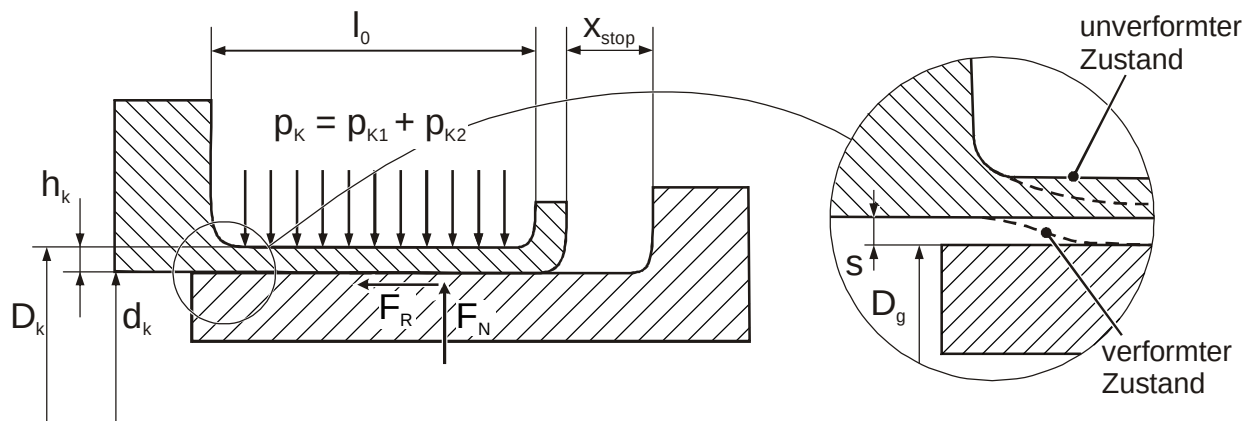


Bild 8.2: Unverformte (links) und verformte Klemmhülse

8.1.1 Gesamtsteifigkeit des Spindel-Mutter-Systems

Die Gesamtsteifigkeit der Kupplung ist in Kap. 3.2.1.3 definiert und ist maßgeblich von der Steifigkeit der Klemmhülse abhängig. Mit Hilfe des Hooke'schen Gesetzes und der Definition der Steifigkeit

$$C = F / \delta_A \quad (8.1)$$

wird zunächst der benötigte Außendurchmesser D_k und die Wandstärke h_k in Abhängigkeit der geforderten Axialsteifigkeit mit Gleichung (8.2) berechnet (vgl. Bild 8.2). Zudem ist darin ein Sicherheitswert, die Baulänge l_0 und der Innendurchmesser d_k sowie die Materialdaten der beiden Hülsen über den E-Modul enthalten.

$$h_k \geq \frac{D_k - d_k}{2} = \frac{\sqrt{\frac{4 \cdot l_0 \cdot S_k \cdot C}{\pi \cdot E}} + d_k^2 - d_k}{2} \quad (8.2)$$

Aufgrund der Spindelsteigung geht eine Verdrehung der Spindelmutter direkt in eine Axialbewegung über. Deshalb ist zusätzlich zur Axialsteifigkeit der Anteil der Torsionssteifigkeit zu berücksichtigen. Nach Gl. (8.3) wird für die Ermittlung der Torsionssteifigkeit der Verdrehwinkel φ zugrunde gelegt [BEITZ95, S. C27]. In Abhängigkeit der Spindelgewindesteigung P lässt sich dann nach Gl. (8.4) die axiale Verschiebung δ_T bei Torsion berechnen, wobei hier nur die Torsionssteifigkeit des schwächsten Bauteils, nämlich der Klemmhülse, betrachtet wird. Die übrigen Bauteile werden für eine erste Näherung vernachlässigt.

$$\varphi = \frac{M_t \cdot l_0}{I_p \cdot G} = \frac{M_t}{E \cdot \pi \cdot (D_k^4 - d_k^4)} \cdot 32 \cdot 2 \cdot (1 + \nu) \cdot l_0 \quad (8.3)$$

$$\delta_T = \varphi \cdot P / 360^\circ \quad (8.4)$$

Eine Belastung von M_t (Tabelle 8.1) bewirkt demnach eine Verdrehung der Klemmhülse von $\varphi = 1,9 \cdot 10^{-3}^\circ$ bzw. eine axiale Verschiebung von $\delta_T = 0,106 \mu\text{m}$. Die Torsionssteifigkeit wird daher im Folgenden nicht weiter berücksichtigt. Mit den Annahmen aus Tabelle 8.2 kann damit nach Gl. (8.2) die theoretisch erforderliche Wandstärke zu $h_k = 2,2 \text{ mm}$ ermittelt werden.

Torsionsmoment:	$M_t = 65 \text{ Nm}$
E-Modul:	$E = 210000 \text{ N/mm}^2$
Innendurchmesser der Klemmhülse:	$d_k = 80 \text{ mm}$
Außendurchmesser der Klemmhülse:	$D_k = 84,4 \text{ mm}$
Querkontraktionszahl:	$\nu = 0,3$
Spindelsteigung:	$P = 20 \text{ mm}$

Tabelle 8.1: Annahmen zur Dimensionierung der Klemmhülse

Geforderte Axialsteifigkeit:	$C = 2000 \text{ N}/\mu\text{m}$
Sicherheit (Wandstärke):	$S_k = 1,5$
E-Modul:	$E = 210000 \text{ N/mm}^2$
Hülsenlänge:	$l_0 = 40 \text{ mm}$

Tabelle 8.2: Zusätzliche Annahmen zur Berechnung der erforderlichen Wandstärke

8.1.2 Auftretende Kräfteverhältnisse und erforderlicher Hydraulikdruck

Für die Dimensionierung der Klemmhülse ist es erforderlich, den Zusammenhang zwischen Geometrie, Druck und axialer Haltekraft zu bestimmen (Bild 8.2). Dabei gilt mit $F_N = p_{K1} \cdot A_k$ für die Normalkraft

$$F_N = d_k \cdot l_0 \cdot \pi \cdot p_{K1}, \quad (8.5)$$

die in der Kontaktzone die Reibungskraft F_R erzeugt, welche die resultierende Kraft aus axialer und tangentialer Belastung darstellt. Daraus bestimmt sich der zur Klemmung erforderliche Druck p_{K1} :

$$p_{K1} \geq \frac{S_G \cdot \sqrt{F_{ax}^2 + F_U^2}}{\mu_H \cdot d_k \cdot l_0 \cdot \pi}. \quad (8.6)$$

S_G beschreibt dabei den Sicherheitsbeiwert gegen Gleiten und μ_H den Haftreibbeiwert, der jedoch für die Paarung Stahl/Stahl abhängig von der Beschaffenheit der Klemmflächen sowie vom Schmiermittel zwischen 0,07 - 0,12 variieren kann.

Zusätzlich zum Druck p_{K1} wird ein Druck p_{K2} benötigt, um das Spaltmaß zwischen Klemm- und Gegenhülse zu überwinden. $p_{K2} = p_a$ kann dabei mit Hilfe des räumlichen Spannungszustands an einem dickwandigen Kreiszylinder bestimmt werden (Gl. (8.7)) [BEITZ95, S. C40]. Der Durchmesser d_σ beschreibt in diesem Fall den Ort der zu berechnenden Spannung.

$$\sigma_t(d_\sigma) = p_i \cdot \frac{d^2}{D^2 - d^2} \cdot \left(\frac{D^2}{d_\sigma^2} + 1 \right) - p_a \cdot \frac{D^2}{D^2 - d^2} \cdot \left(\frac{d^2}{d_\sigma^2} + 1 \right) \quad (8.7)$$

In vorliegenden Fall liegt kein Innendruck vor, weshalb sich die Gl. (8.7) stark vereinfacht. Von Interesse ist hierbei die Tangentialspannung am Innendurchmesser $d_\sigma = d = d_k$, da zur Überwindung des Spaltmaßes s sich die Klemmhülse am Innendurchmesser d_k bis zum Außendurchmesser der Gegenhülse D_g dehnt (Gl. (8.8)). Eigentlich liegt hier ein mehrachsiger Spannungszustand mit $\sigma_t = f(\epsilon_r, \epsilon_t)$ bzw. $\sigma_t = E \cdot \epsilon_t + \nu \cdot \epsilon_r$ vor, der sich aber aufgrund des nicht vorhandenen Innendrucks ($\epsilon_r = 0$) zu $\sigma_t = E \cdot \epsilon_t$ vereinfacht. Somit berechnet sich p_{K2} mit Gl. (8.9). Infolge eines negativen Ergebnisses aufgrund der Herleitung über die Tangentialspannung gilt für p_{K2} im Weiteren der absolute Betrag.

$$\epsilon_t = (d_k - D_g) / d_k \quad (8.8)$$

$$p_{K2} = -E \cdot \frac{d_k - D_g}{d_k} \cdot \frac{D_k^2 - D_g^2}{2 \cdot D_k^2} \quad (8.9)$$

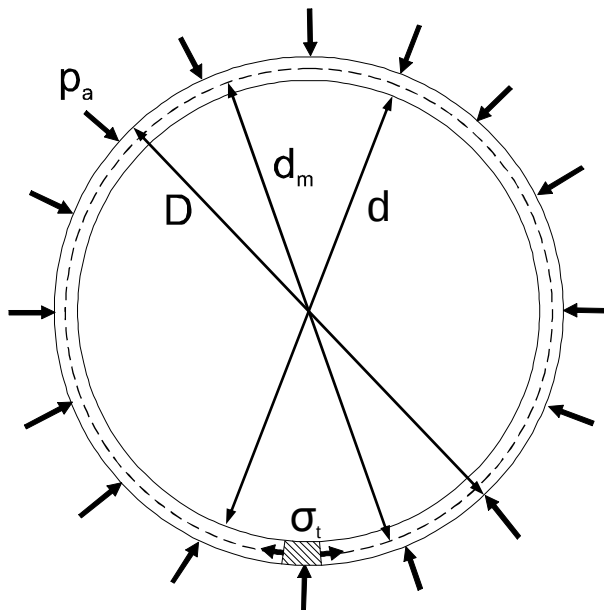


Bild 8.3: Geometrische Größen zur Darstellung des Spannungszustands

Wird ein Hohlzylinder mit einem konstanten radialen Außendruck beaufschlagt, besteht die Gefahr des Ausbeulens (vgl. Gl. (8.10) [BEITZ95, S. C47]), was in diesem Fall zu einer Verkleinerung der Kontaktzone führt. Die Definition des Beuldrucks gilt für unendlich lange Rohre. Er wird hier jedoch als unkritisch angesehen, da die Innenfläche sofort nach der Überwindung des Spaltmaßes auf der Außenfläche der Gegenhülse aufliegt (Gl. (8.10)). Tabelle 8.3/Tabelle 8.4 zeigen die Annahmen und berechneten Drücke p . Für die Erfüllung der Anforderungen ist ein Druck von $p_K = p_{K1} + p_{K2} = 241,8$ bar notwendig.

$$p_{\text{beul}} = \frac{0,25 \cdot E \cdot h_k^3}{\left(\frac{d_m}{2}\right)^3 \cdot (1 - \nu^2)} \quad (8.10)$$

Sicherheitsbeiwert gegen Gleiten:	$S_G = 2$
Reibkoeffizient:	$\mu_H = 0,1$
Axialkraft:	$F_{ax} = 10000 \text{ N}$
Umfangskraft bei M_t :	$F_U = 1625 \text{ N}$
Spaltmaß:	$s = 16 \text{ } \mu\text{m}$

Tabelle 8.3: Annahmen zur Berechnung der entstehenden Druckverhältnisse

Klemmdruck:	$p_{K1} = 201,6 \text{ bar}$
Druck zur Überwindung des Spaltmaßes:	$ p_{K2} = 40,2 \text{ bar}$
Beuldruck:	$p_{\text{beul}} = 90 \text{ bar}$

Tabelle 8.4: Berechnete Drücke p

8.2 Finite-Element-Untersuchung

Die in Kap. 8.1 erarbeiteten Grundlagen dienen hauptsächlich einer ersten Auslegung der Klemmhülse. Zur genauen Nachrechnung erfolgt hier eine 2-dimensionalen FE-Analyse, wobei nur die Kernkomponenten Klemm- und Gegenhülse im Zusammenbau untersucht werden. Schraubenverbindungen etc. werden vernachlässigt.

Wegen des Einsatzes der Kupplung in einer Werkzeugmaschine werden die Bauteile auf die Belastungsfälle Zug „ $+F_{ax}$ “ und Druck „ $-F_{ax}$ “ untersucht (vgl. Bild 8.1). In Druckrichtung sind dabei höhere Steifigkeiten zu erwarten. Dies lässt sich durch die Auswirkung des Hydraulikdrucks auf die Klemmhülse erklären. Infolge des Hydraulikdrucks verjüngt sich die Klemmhülse und wird aufgrund der Querkontraktion länger. Dies wird im Zugfall unterstützt, wohingegen im Druckfall die Kraft gegen die Querkontraktion der Klemmhülse wirkt und die Steifigkeit zunimmt.

Für die FE-Berechnungen werden der Hydraulikdruck $p_K = p_{K1} + p_{K2}$, die Drucknutlänge l_0 , die Wandstärke h_K sowie das Spaltmaß $s = d_k - D_g$ über dem Innendurchmesser d_k variiert. Die Torsionssteifigkeit wird vernachlässigt. Dabei finden folgende numerische Untersuchungen statt:

- Spannungsverlauf, vor allem Vergleichsspannung nach der Gestaltänderungshypothese sowie 1. Hauptspannung, da Klemm- und Gegenhülse aufgrund der hohen Pressungen randschichtgehärtet sind.
- Summe der Normalkraft (Radialkraft) in der Kontaktfläche zwischen Klemmhülse und Gegenkörper, woraus die maximal ertragbare Axialkraft ermittelt werden kann.
- Verschiebung in Axialrichtung, über welche die Steifigkeit der Klemmverbindung in Zug- und Druckrichtung berechnet werden kann.
- Bestimmung der Haftreibzone im Kontakt.

8.2.1 Netzaufbau und Randbedingungen

Bild 8.4 zeigt die Vernetzung von Klemm- und Gegenhülse. Spannungskritische Stellen, wie der Ausrundungsradius der beiden Hülsen, sind dabei sehr fein vernetzt. In der Kontaktzone wird ein Reibbeiwert von $\mu = 0,1$ angenommen. Zunächst wird die Klemm-

hülse an ihrem Flansch fest eingespannt und mit dem Hydraulikdruck p_K beansprucht. Dadurch bildet sich die Kontaktzone aus und die Gegenhülse kann mit der Axialkraft $F_{ax} = \pm 10 \text{ kN}$ belastet werden.

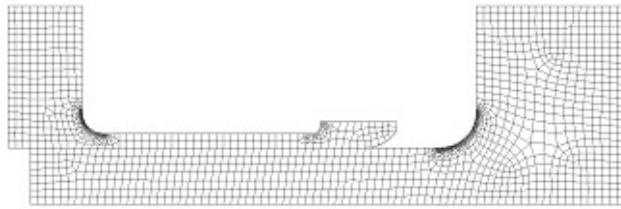


Bild 8.4: Netzaufbau der Klemm- und Gegenhülse

8.2.2 Spannungsverlauf an Klemm- und Gegenhülse

Bild 8.5 zeigt exemplarisch den Verlauf der Vergleichsspannung sowie der 1. Hauptspannung. Durch den Hydraulikdruck an der Außenfläche der Klemmhülse wird zunächst der Spalt überwunden und dann schließlich die Pressung aufgebracht. Dabei staucht sich die Klemmhülse nach innen. Infolge des Steifigkeitsprungs zwischen Flansch und Hülse tritt im Bereich des Ausrundungsradius' die höchste Spannung auf. Der Anteil der Vergleichsspannung, der durch die (Axial-) Zug- oder Druckbelastung von $\pm 10 \text{ kN}$ entsteht, ist dabei vernachlässigbar.

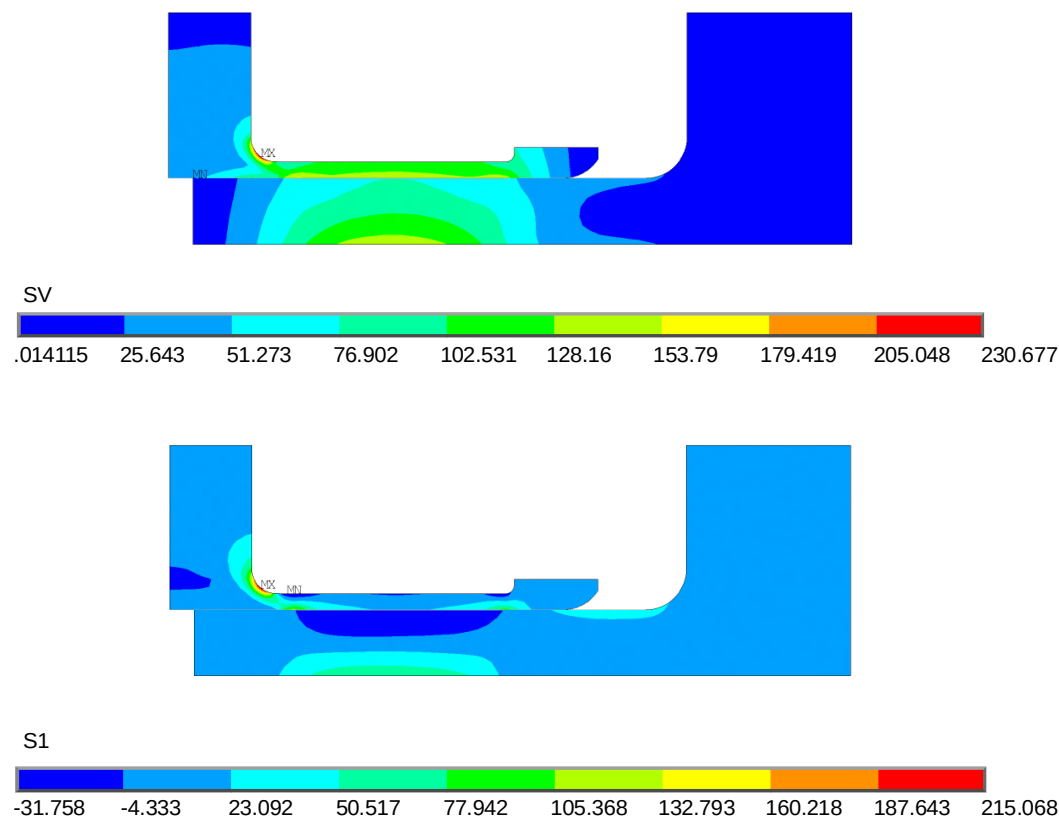


Bild 8.5: Verlauf der Vergleichsspannung (oben), 1. Hauptspannung (unten) in N/mm^2

Bild 8.6 verdeutlicht den Einfluss der Drucknutzlänge l_0 , der Wandstärke h_K sowie des Spaltmaßes s auf die 1. Hauptspannung am Ausrundungsradius der Klemmhülse bei gleich bleibendem Hydraulikdruck von $p = 300$ bar. Die maximale Bauteilspannung wird dabei nicht von der Drucknutzlänge beeinflusst. Einen großen Effekt hat erwartungsgemäß die Veränderung des Spaltmaßes s und der Wandstärke h_K . Bei Variation der Wandstärke ist eine parabelförmige Zunahme der Bauteilspannung bei gleichzeitiger Abnahme der Wandstärke aufgrund der größeren Verformung zu beobachten. Ähnliches gilt für die Vergrößerung des Spaltmaßes s . Der Verlauf der Vergleichsspannung verhält sich ähnlich zum Verlauf der 1. Hauptspannung.

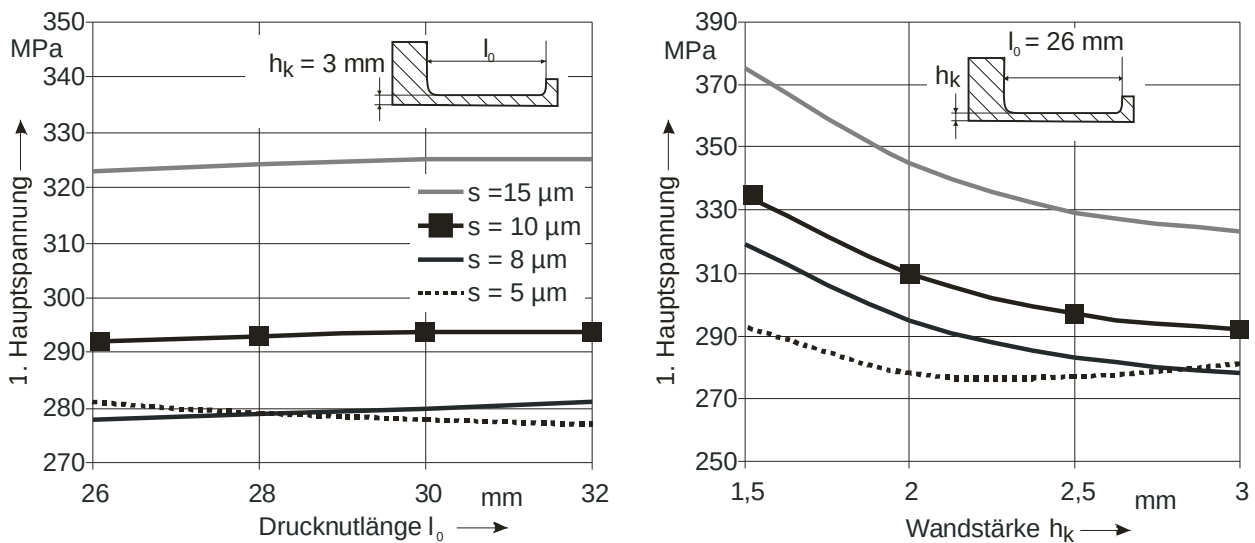


Bild 8.6: Parameterstudie (s , h_K , l_0) der 1. Hauptspannung

8.2.3 Normalkraft und Haftreibzone

Die Normalkraft im Coulomb'schen Reibungsmodell mit einem Haftreibungskoeffizienten von $\mu = 0,1$ ist ein Indikator für die maximale, axiale Belastbarkeit der Klemmverbindung. Für die Auswertung werden die Normalkraftwerte der geschlossenen Kupplung ohne Axialkraft herangezogen, da hier eine Unterscheidung zwischen Druck- und Zugfall aufgrund der geringen Normalkraftschwankungen überflüssig ist. Nach Gl. (8.9) wird mit größer werdendem Spaltmaß s die Normalkraft aufgrund der zur Spaltüberwindung benötigten Verformung kleiner, was sich in den FE-Ergebnissen bestätigt.

Bild 8.7 zeigt den Verlauf der Normalkraft in Abhängigkeit von Drucknutzlänge und Wandstärke exemplarisch für ein Spaltmaß von $s = 8 \mu\text{m}$. Wie erwartet, nimmt die Normalkraft und die Länge der Haftreibzone L_R (vgl. Bild 8.8) mit zunehmender Druck-

nutzlänge l_0 bzw. abnehmender Wandstärke h_K aufgrund der höheren radialen Biegeform linear zu.

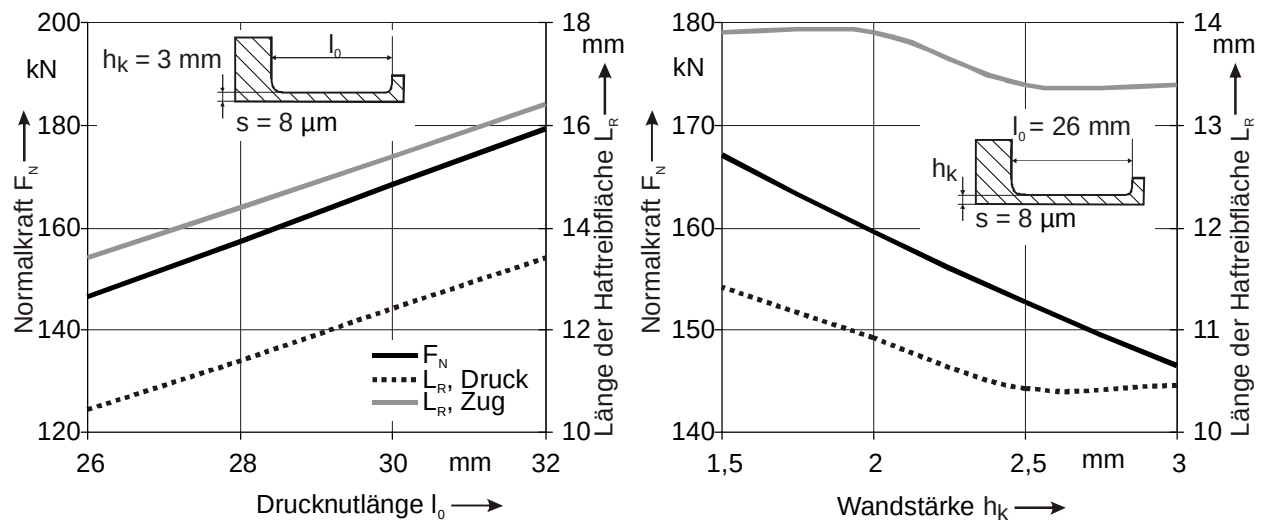


Bild 8.7: Verlauf der Normalkraft in Abhängigkeit der Drucknutzlänge

Bei Zug bzw. Druck verläuft die Axialkraft zu 80% durch die Haftreibzone (ca. 20% Mischreibzone), wodurch nicht deren Länge, sondern deren Lage die Steifigkeit beeinflusst (Bild 8.8). Im Druckfall liegt die Haftreibzone näher am Kraftangriffspunkt F_{ax} , wodurch der Kraftfluss größtenteils durch die Gegenhülse verläuft und durch die kürzere verformungsfähige Länge die Steifigkeit zunimmt. Im Zugfall wandert die Haftreibzone axial mehr ins Zentrum der beiden Hülsten, wodurch der Kraftfluss mehr durch die axial weichere Klemmhülse verläuft.

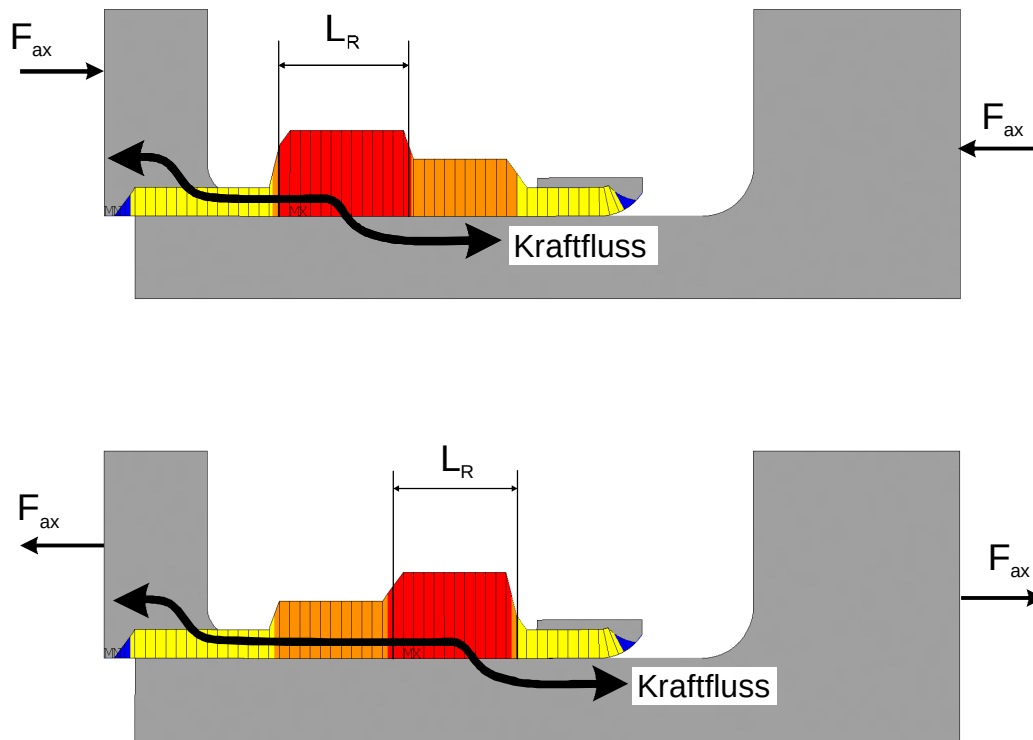


Bild 8.8: Haftreibzone bei Druck (oben) und Zug (unten)

8.2.4 Verschiebung in Axialrichtung

Über die axiale Verschiebung δ_A zwischen Klemm- und Gegenhülse kann nach Gl. (8.1) die Steifigkeit bestimmt werden. Diese Größe muss sowohl bei Zugbelastung als auch bei Druckbelastung den Anforderungen (vgl. Kap. 3.2.1, S. 23) entsprechen. Dabei nimmt mit zunehmender Drucknutzlänge die Nachgiebigkeit der Klemmverbindung bei Zugbelastung immer mehr zu (vgl. Bild 8.9), weil der Kraftfluss größtenteils durch die axial weichere Klemmhülse verläuft (vgl. Bild 8.8). Der Einfluss der Spaltweite ist hier vernachlässigbar; in Bild 8.9 exemplarisch bei $s = 8 \mu\text{m}$ dargestellt. Bei Druckbelastung ist eine nahezu konstante, axiale Nachgiebigkeit trotz Verlängerung der Drucknutzlänge zu beobachten. Gründe liegen auch hier in der Lage der Haftreibzone (vgl. Bild 8.8). Dabei bleibt diese von ihrer Position unverändert, wodurch der Kraftfluss durch die axial steifere Gegenhülse verläuft. Wie zu erwarten, steigt mit zunehmendem Klemmhülsenquerschnitt die Steifigkeit der Kupplung sowohl bei Zug- als auch bei Druckbelastung (vgl. Gl. (8.2)).

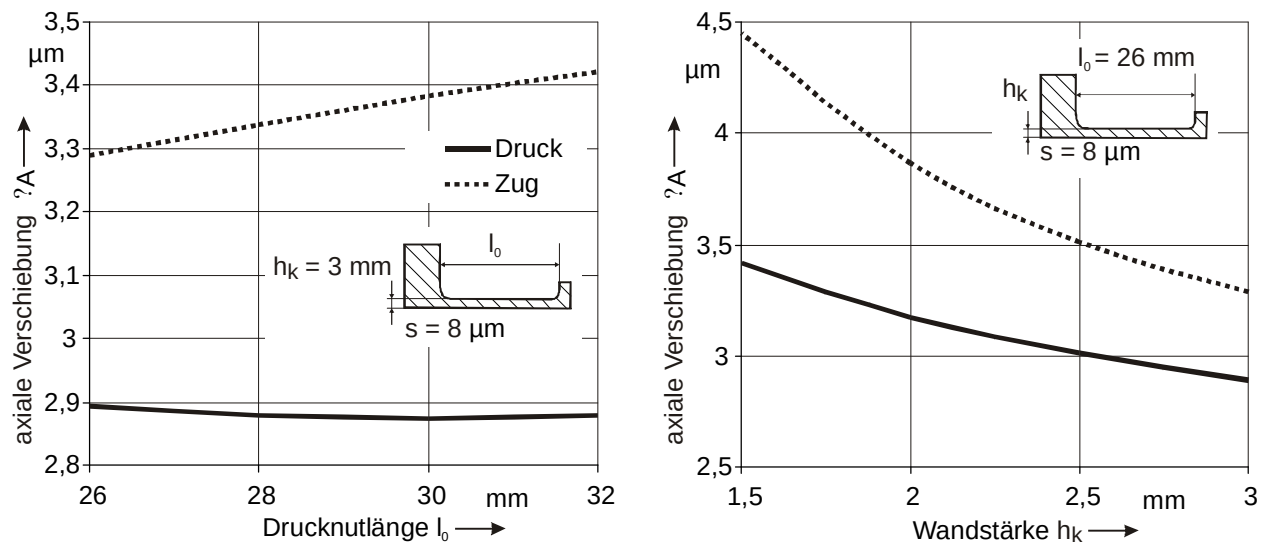


Bild 8.9: Axiale Verschiebung δ_A der Kupplung bei Variation der Drucknutlänge l_0 und Wandstärke h_k unter Zug- und Druckbelastung

8.2.5 Fazit

Die Steifigkeit der Klemmhülse muss im Bereich von 2000 N/ μ m liegen, was rechnerisch von allen Varianten erfüllt wird. Allerdings ist die Steifigkeit nicht nur von den geometrischen Größen wie Wandstärke h_k und Drucknutlänge l_0 abhängig, sondern vielmehr auch von tribologischen Effekten (Mikroverzahnungen, Reibungskoeffizienten, Lage der Haftreibzone etc.), die mit FEM nur schwer zu simulieren sind.

Zudem muss eine maximal übertragbare Axialkraft von ± 10 kN zuzüglich eines Sicherheitsbeiwert gegen Gleiten $S_G = 1,5$ ($\rightarrow F_N > 150$ kN) gewährleistet sein. Da diese Anforderungen mehrere Varianten, die sich in den Größen s , h_k , l_0 unterscheiden, erfüllen, werden nun vier verschiedene Klemmhülsen ausgewählt, die im Versuchsaufbau verifiziert werden:

Bezeichnung	$s/\mu\text{m}$	l_0/mm	h_k/mm	δ_A Zug / μm	δ_A Druck / μm	F_N/kN	$HS1_{\text{max}}$ /MPa
h2_32_15mu	15	32	2	4,125	3,3155	175,05	354
h3_32_15mu		32	3	3,4335	3,011	154,23	325
h2_32_8mu	8	32	2	4,0325	3,231	188,04	314
h3_32_8mu		32	3	3,421	2,8775	179,43	281

Tabelle 8.5: Ausgewählte Varianten der Klemmhülse

Der Dauerfestigkeitsnachweis wurde nach [HÄNEL03] in [ROSS07] durchgeführt. Die Kupplung wird nach Bild 8.10 aufgebaut. Klemm- und Gegenhülse werden aus dem Werkstoff 100Cr6 mit einer Streckgrenze R_e von 420 MPa hergestellt und in den Wirkflächen randschichtgehärtet.

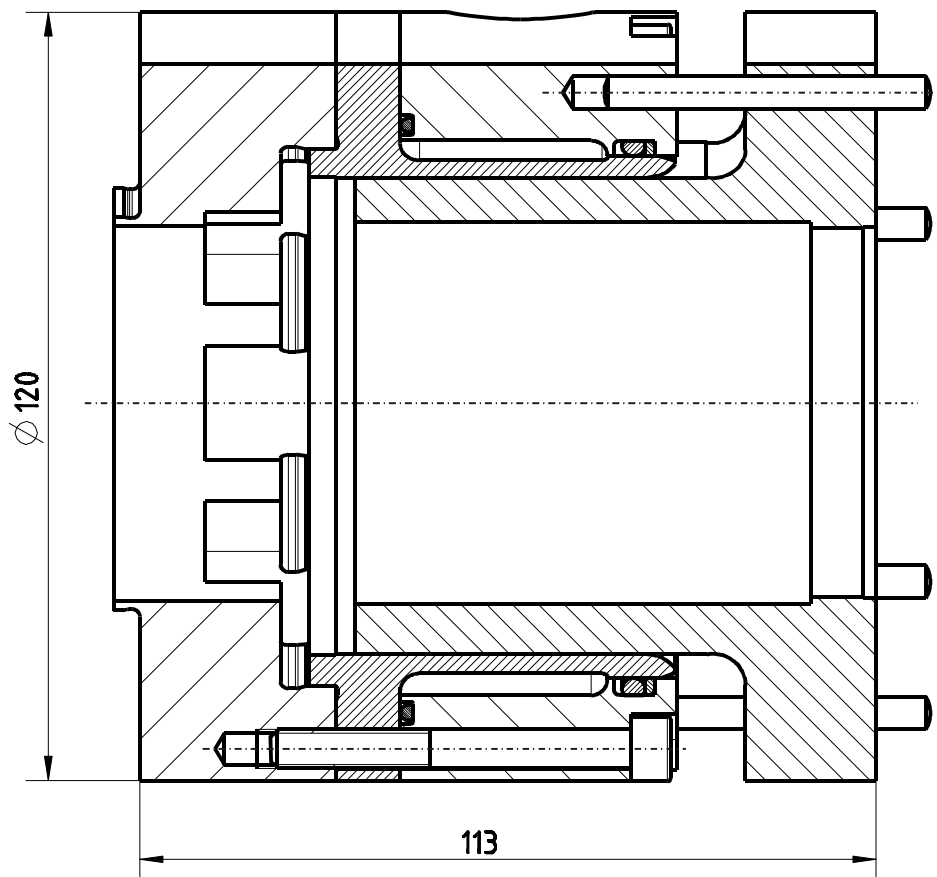


Bild 8.10: Vereinfachte Baugruppenzeichnung der Kupplung

9.1.1 Ventileinheit

Die Ventileinheit besteht aus einem Sitzventil mit einem kegelförmigen, zweifach gelagerten Ventilschieber und einem zylindrischen Sitz. Der Schieber wird dabei über die Stellkraft F_{A^*} betätigt und 2-fach über Dichtungen gelagert, um eine eindeutige Zentrierung am Ventilsitz zu gewährleisten. Der aufgrund der Federkraft erzeugte Linienkontakt im Sitz sowie eine Stangendichtung dichten den Arbeitsdruck $\Delta p = p_{B/K} - p_{\text{Umgebung}}$ (vgl. auch Gl. (9.2)) von Bremse und Kupplung bis zu 300 bar gegenüber dem Umgebungsdruck ab. Der Hydraulikdruck von Kupplung bzw. Bremse $p_{K/B}$ kann hier in den Tank gegen den Umgebungsdruck ausströmen.

9.1.1.1 Nenngröße

Sitzventile erfordern je nach Hydraulikdruck und Volumenstrom unterschiedlich Betätigungskräfte bzw. Stellkräfte sowie Betätigungswege bzw. Stellwege. Dabei haben die in Bild 9.1 dargestellten Dichtungen einen entscheidenden Anteil. Je größer beispielsweise der Durchmesser der Dichtung wird, desto größer werden auch die Radial- bzw. Reibungskräfte am Ventilschieber. Im Folgenden soll deshalb die Geometrie am Ventilsitz sowie die Betätigungskraft für die Aktorik hergeleitet werden.

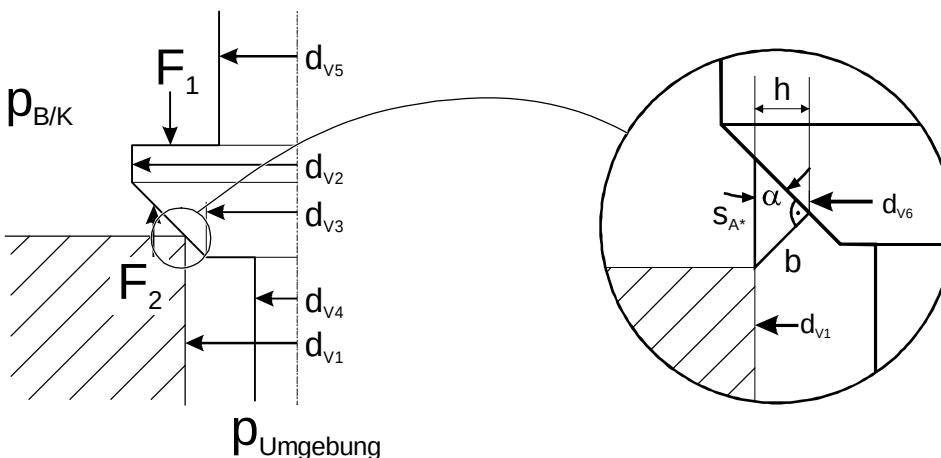


Bild 9.2: Geometrie am Ventilsitz (links), Detailansicht bei geöffnetem Ventilschieber (rechts)

Bei Druckausgleich am Ventilschieber ($d_{V5} = d_{V1} \rightarrow F_1 = F_2$) wird keine Axialkraft übertragen (Bild 9.2), da die Belastung infolge des Fluids nur radial erfolgt. Die erforderliche Nenngröße (d_{V1}) kann geometrisch über die Kegelstumpfmantelfläche A_{ks} bestimmt werden (Gl. (9.2)). Diese wird über die Blendengleichung (9.1) berechnet [MURRENHOFF08, S. 8]. Der Blendenbeiwert α_D liegt bei 0,6 ~ 0,7 [MATTHIES06, S. 57]. Mit den Annahmen aus Tabelle 9.1 wird d_{V1} zu 15 mm berechnet, allerdings aus Gründen der Verfügbarkeit von Dichtungen, der Baugröße und der Fertigbarkeit auf 14 mm

limitiert, was nur einen marginalen Effekt auf den Volumenstrom hat. Zudem wurde mit einem Arbeitsdruck von 1 bar gerechnet, da der Druckverlauf noch nicht bekannt ist.

$$Q = \alpha_D \cdot A_{ks} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad (9.1)$$

$$d_{V1} = \frac{A_{ks}}{\pi \cdot s_{A^*} \cdot \sin \alpha} + s_{A^*} \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha \quad (9.2)$$

Blendenbeiwert:	$\alpha_D = 0,7$
Volumenstrom:	$Q = 213 \text{ l/min}$
Dichte Hydrauliköl:	$\rho = 870 \text{ kg/m}^3$
Arbeitsdruck (schlechtester Fall):	$\Delta p = 1 \text{ bar}$
Stellweg Aktor:	$s_{A^*} = 4 \text{ mm}$
Kegelwinkel:	$\alpha = 40^\circ$
Durchmesser:	$d_{V4} = 4 \text{ mm}$
Querkontraktionszahl:	$\nu = 0,3$
E-Modul Stahl:	$E_{\text{stahl}} = 210000 \text{ N/mm}^2$
Kantenradius:	$R_k = 0,5 \text{ mm}$

Tabelle 9.1: Annahmen zur Berechnung der Ventilsitzgeometrie

9.1.1.2 Stellkraft

Die Stellkraft zur Öffnung des Ventils setzt sich zusammen aus

- der benötigten Anpresskraft am Ventilsitz zur leakagefreien Abdichtung,
- der Reibkraft an den Dichtringen,
- dem infolge der Strömung entstehenden Unterdruck am Ventilsitz,
- den Reibungskräften infolge der Ölströmung, die jedoch hier sehr gering sind und deshalb vernachlässigt werden können.

Die theoretisch benötigte Anpresskraft zur Leakagefreiheit kann über den Ansatz der Hertzschen Pressung in der Dichtkante bestimmt werden, wobei diese nach Gl. (9.3) sehr gering ausfällt [HANTKE05]. Sie muss dem abzudichtenden Druck entsprechen [BINZ06A]. Die Praxis zeigt aber, dass dies nicht ausreichend ist. Gründe dafür sind der Dichtkantenradius selbst, aber auch Oberflächenungenauigkeiten, Werkstoffauswahl, ungenügende Zentrierung des Ventilschiebers und die Rundheit der Komponenten

[BAUER05, S. 404–408]. Zudem liegen keine genauen Forschungsergebnisse, Spezifikation, Abmessungen etc. zur leckagefreien Abdichtung von Sitzventilen vor. Als Anhaltspunkt werden deshalb die Angaben verfügbarer Ventile, z. B. der Fa. Bosch, mit Anpresskräften von ca. 4 bar verwendet. Umgerechnet auf den Auslassquerschnitt mit dem Durchmesser d_{V1} wird dazu eine Feder (vgl. Bild 9.1) mit einer Kraft von ca. $F_{DF1} = 100 \text{ N}$ integriert.

$$F_{HP} = \frac{2 \cdot \Delta p^2 \cdot R_k \cdot d_{V1} \cdot \sin \alpha \cdot (1 - v^2)}{E_{\text{stahl}}} \quad (9.3)$$

Durch den Betriebsdruck von bis zu 300 bar entstehen in den Dichtungen hohe Reibkräfte, die vom Durchmesser der Stangendichtungen abhängig sind. Analytisch kann diese Reibkraft nicht bestimmt werden, sondern muss bei den Herstellern erfragt werden. Beispielsweise kann bei einem Stößeldurchmesser von 12 mm eine Reibkraft F_{RD} von bis zu 120 N entstehen, wobei eine Streuung von bis zu 50 % möglich ist [BUSAK07].

Durch die sehr hohen Strömungsgeschwindigkeiten infolge der Ausströmung am Ventilsitz entsteht ein Unterdruck und somit Kavitation [SCHLÜCKER08]. Der Dampfdruck von Öl (0,2 ~ 0,8 bar) kann jedoch nicht unterschritten werden. Selbst bei einem Stößelquerschnitt von 100 mm² entstehen dabei nur geringe Kräfte, die im Vergleich zur benötigten Anpresskraft vernachlässigt werden können.

Folglich wirken der erforderlichen Aktorstellkraft die Anpresskraft am Ventilsitz F_{DF1} und die Reibkraft F_{RD} an den Dichtungen entgegen. Zur Öffnung des Ventils wird also eine möglichst hohe Aktorkraft $F_{A^*} \gg 220 \text{ N}$ bei möglichst großem Stellweg $s_{A^*} > 4 \text{ mm}$ gefordert.

9.1.1.3 Prototyp

Bild 9.3 zeigt den Prototypen des Ventils mit seinem Ventilschieber inkl. Ventilsitz. An die Fertigung dieser Bauteile werden enorm hohe Anforderungen gestellt, die u. U. nicht auf herkömmlichen Werkzeugmaschinen hergestellt werden können (Tabelle 9.2).

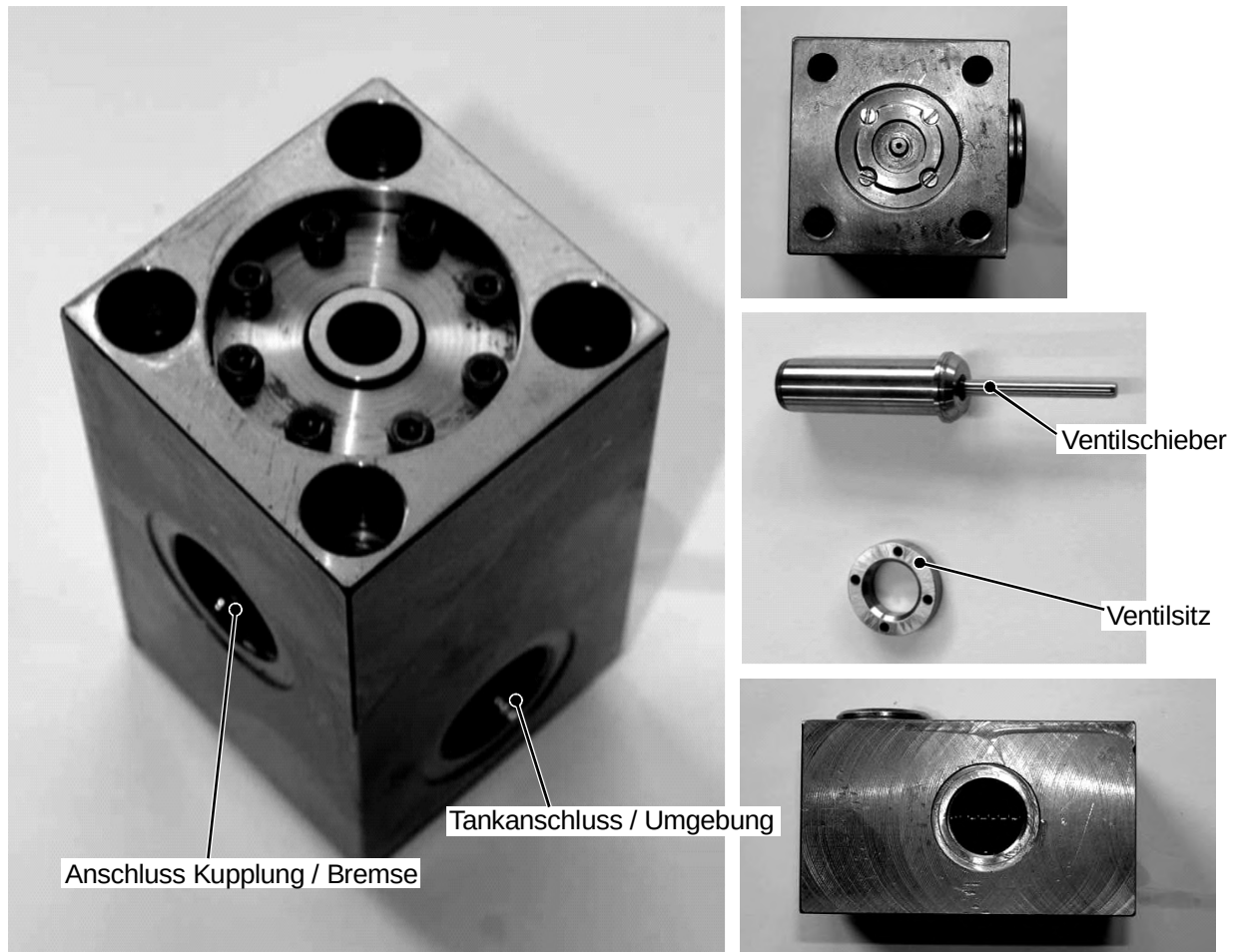


Bild 9.3: Prototypen des Ventils mit dem Ventilschieberdurchmesser 14 mm

Rundheit am Ventil- und Kegelsitz:	2 - 4 μm
Oberflächenrauheit:	R_a : 0,05 ... 0,2
2 Fasen am Ventilsitz:	$\Delta\phi \approx 5^\circ$
Materialien:	42CrMo4 gehärtet

Tabelle 9.2: Anforderungen für die Fertigung des Ventilsitzes und des Ventilschiebers

Aufgrund des Durchmessers von 14 mm am Ventilschieber wird dieses Ventil im Weiteren als „Kobasisventil D14“ bezeichnet. Eine vereinfachte Baugruppenzeichnung zeigt Bild 9.4. Zusätzlich zum Kobasisventil D14 wurde ein Kobasisventil D8 hergestellt, das zwar geringere Durchflüsse, aber auch geringere Stellkräfte aufgrund des kleineren Durchmessers aufweist.

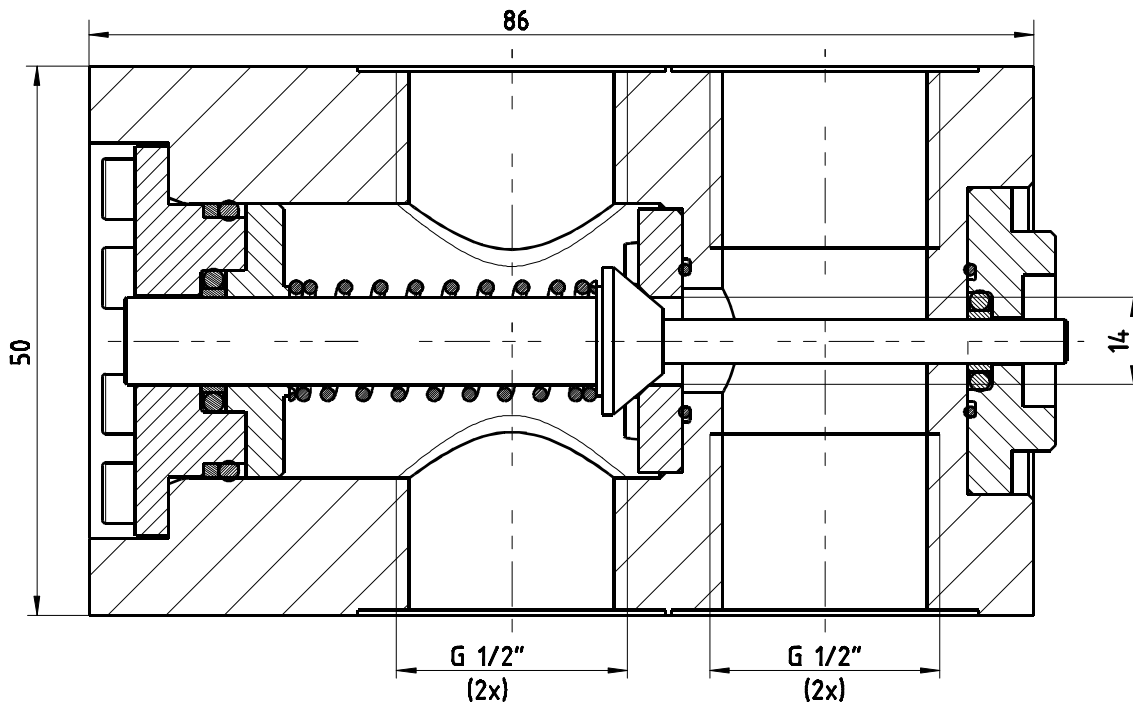


Bild 9.4: Baugruppenzeichnung des Kobasisventil D14

9.1.2 Hubmagnetaktorik

Hubmagnete als Aktor besitzen ihre größte Stell- bzw. Haltekraft bei eingefahrenem Anker ($s_0 = 0$ mm, vgl. 5.1). In dieser Position können Kräfte von bis zu 300 N (100 % ED) gehalten werden (Bild 9.5).

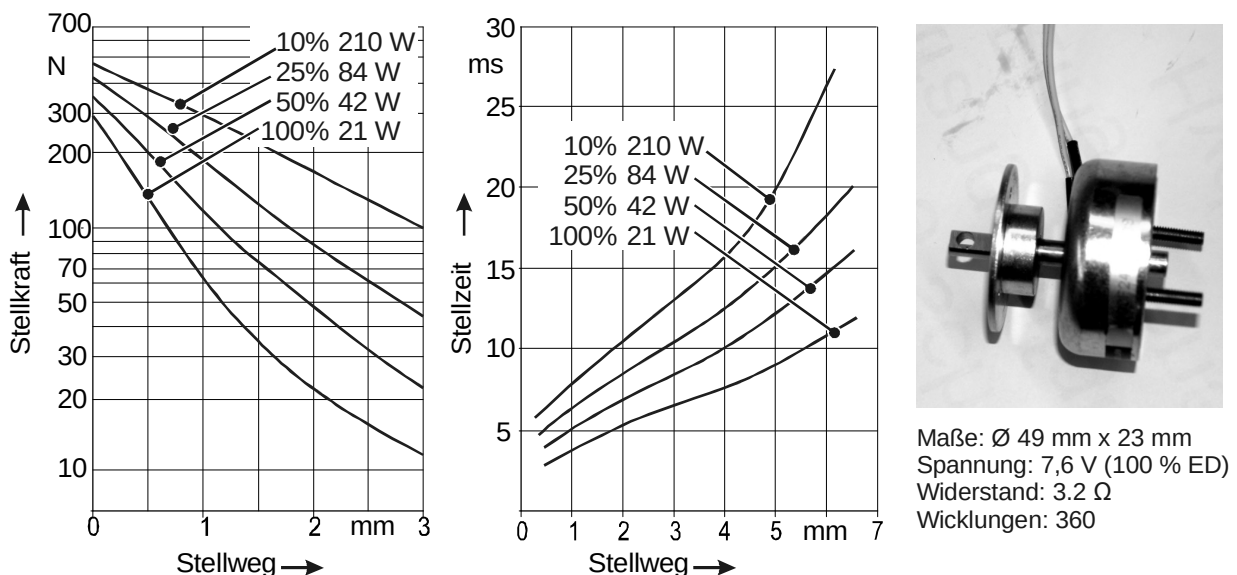


Bild 9.5: Technische Daten Hubmagnet der Fa. Maccon 490F (nach [MACCON07])

Hubmagnete dürfen grundsätzlich nicht mit Querkraften belastet werden, da ansonsten Reibkräfte zwischen Stößel und Magnet entstehen, wodurch sich die Schaltzeit verschlechtert. So wird der Hubmagnet bei s_0 mit der gespeicherten Energie axial belastet und gleichzeitig mit 100 % ED bestromt, um somit die Kraft im Energiespeicher zu

halten (vgl. Bild 9.6, a). Bei Auslösung wird der Hubmagnet schnellstmöglich abgeschaltet und gibt die gespeicherte Energie in Form der Stellkraft und des Stellweges s_1 frei (vgl. Bild 9.6, b). Durch die rein axiale Belastung kann auf zusätzliche mechanische Konstruktionen verzichtet werden.

Die in Bild 9.6 dargestellte Hubmagnetaktorik umfasst neben dem Hubmagneten einen Energiespeicher sowie eine Reversiereinheit. Der Energiespeicher besteht aus Tellerfedern, die neben einer kompakten Bauweise kostengünstig und einfach handhabbar sind. Weiterhin ist ihre Trägheitsmasse geringer im Vergleich zu Spiraldruckfedern. Als Aktor wird der in Bild 9.5 dargestellte Hubmagnet 490F verwendet. Für den Energiespeicher werden 20 Tellerfedern ausgewählt und wechselseitig zu einem Paket geschichtet, das eine Stellkraft von $F_{FP1} = 261 \text{ N}$ zu Beginn sowie $F_{FP2} = 230 \text{ N}$ am Ende bereitstellt.

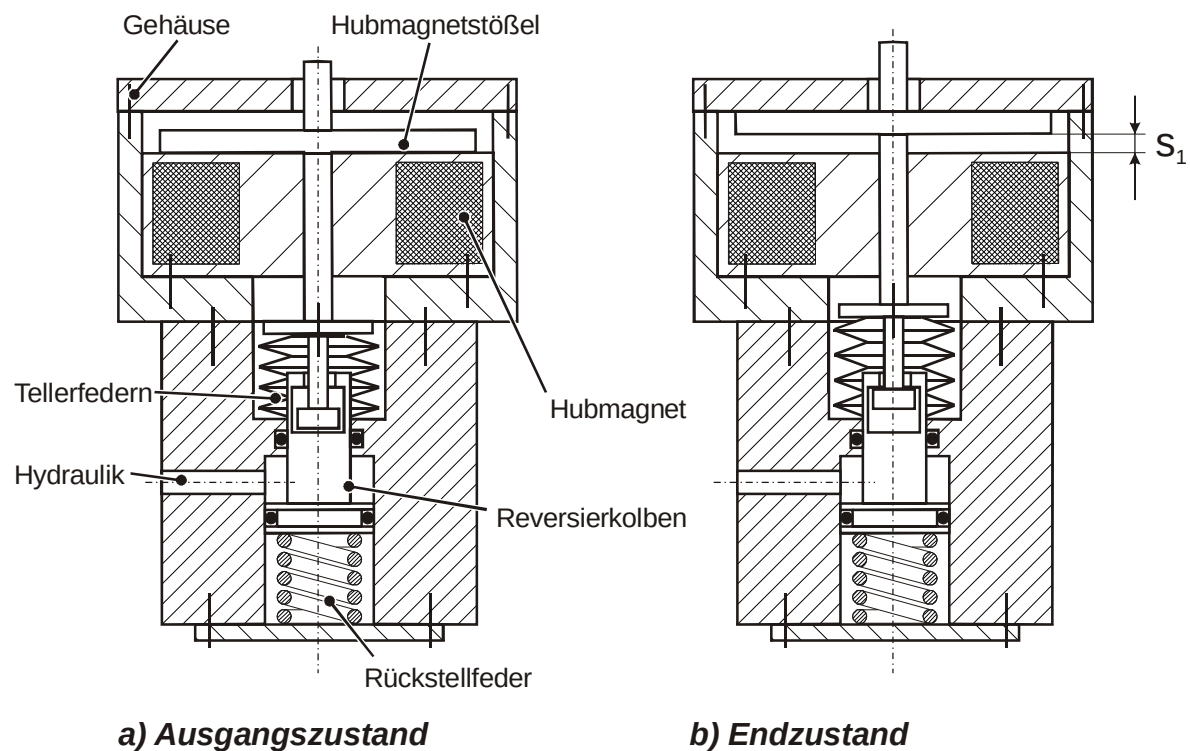


Bild 9.6: Prinzip der Hubmagnetaktorik

Bei einem Stellweg von $s_1 = 4 \text{ mm}$ ist es dem Hubmagneten nicht möglich, durch starke, kurzzeitige Übererregung den Zustand zu reversieren bzw. den Stößel in seine Ausgangsposition zu ziehen. Deshalb muss eine externe Reversierung integriert werden, die mittels Hydraulikdruck den Hubmagnetstößel zurückzieht. Dabei bringt der Reversierkolben über den Hubmagnetstößel die Tellerfedern in ihren vorgespannten Zustand. Der Hubmagnet wird wieder bestromt, wodurch der Stößel in seinem Ausgangszustand fixiert wird. Gleichzeitig wird der Reversierdruck der Hydraulik

abgelassen. Die Rückstellfeder verschiebt den Kolben in den Ausgangszustand, wodurch das System wieder betriebsbereit ist (vgl. Bild 9.6).

Nach Abschalten des Hubmagneten baut sich das Magnetfeld ab und der Stößel bewegt sich axial. Der Abbau des Stromes und somit des Magnetfelds muss also schnellstmöglich geschehen. In Bild 9.7 ist der theoretische Stromverlauf im Magneten beim einfachen Abschalten sowie das Abschalten mit 2-Quadrantensteller dargestellt.

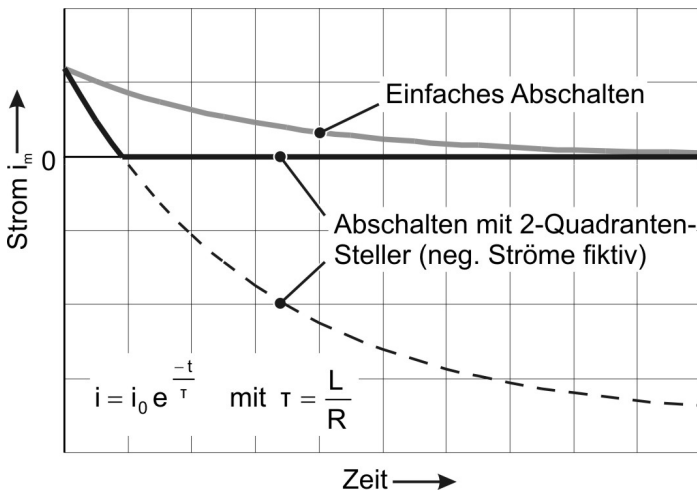


Bild 9.7: Stromverlauf im Hubmagneten

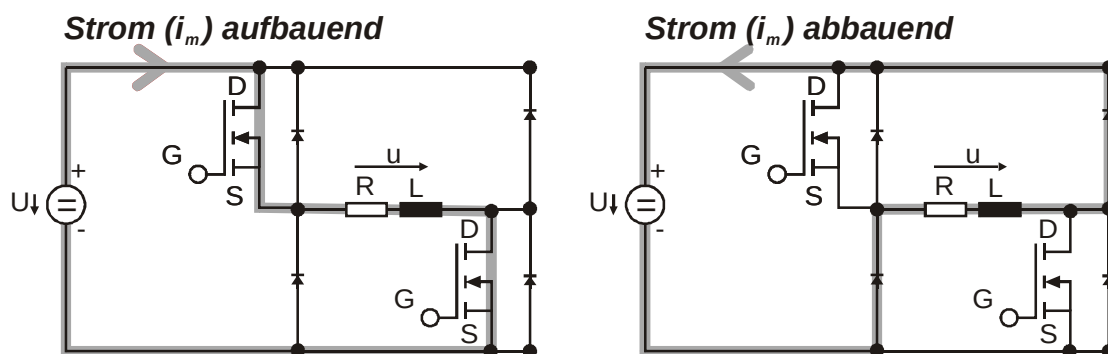


Bild 9.8: Be- und Entstromen des Magneten

Bei Abschalten mit 2-Quadranten-Steller wird der Strom und somit das Magnetfeld des Hubmagneten aktiv abgebaut. Dazu gibt der modifizierte 2-Quadranten-Steller (s. Bild 9.8) im Zustand des Abschaltens eine negative Spannung an den Hubmagneten ab. Da die Spannung proportional zur Stromänderung ist ($u_L = L \cdot di_L / dt$), wird zum schnellen Abschalten eine möglichst hohe negative Spannung bevorzugt. Dazu wird der Hubmagnet im Ausgangszustand über MOSFETS mit einem Taktverhältnis 1:4 bestromt und bei Auslösung die MOSFETS abgeschaltet. Dadurch steht ein 4-fach negativer Strom bzw. eine Spannung zum „Entstromen“ zur Verfügung (s. Bild 9.8). Die Stromänderung im Magneten verläuft dadurch schneller. Bei $i_m = 0$ ist das Magnetfeld vollständig abgebaut und ein erneuter Aufbau des Magnetfeldes in umgekehrter Rich-

tung wird durch die Dioden verhindert. In Bild 9.7 wird der Punkt $i_m = 0$ dadurch viel früher erreicht als beim einfachen Abschalten. Den Prototyp der Hubmagnetaktorik zeigt Bild 9.9.

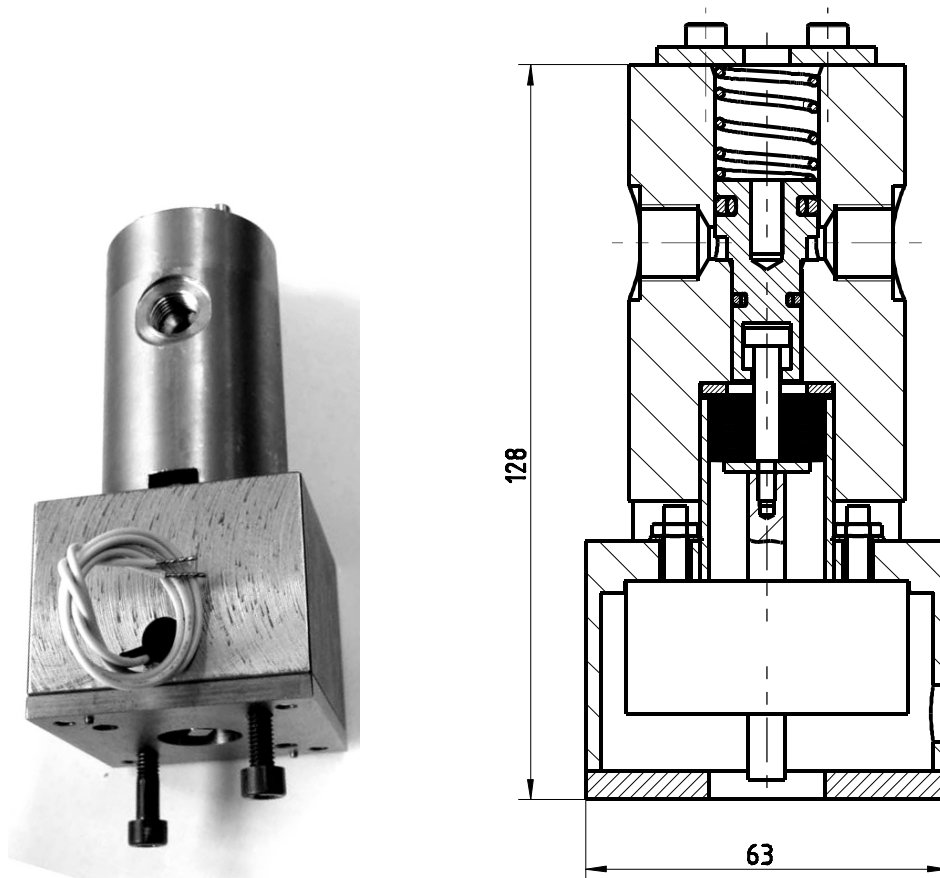


Bild 9.9: Prototyp und Baugruppe der Hubmagnetaktorik

9.2 Piezoventil

Bild 9.10 verdeutlicht die Funktionsweise des Piezoventils. Die Ventileinheit aus Abs. 9.1.1 wird hierfür ebenfalls verwendet, weshalb nur die Piezoaktorik als Betätigungseinheit erläutert wird. Sie beruht auf dem in Kap. 6.3.3.2 gefundenen Lösungsprinzip.

Auch hier wird wie bei der Hubmagnetaktorik ein Energiespeicher in Form von Tellerfedern verwendet, der mit Hilfe von Piezoaktoren freigegeben wird. Allerdings muss bei Verwendung von Piezotechnik die schnellstmögliche Umwandlung der gespeicherten Energie in kinetische Energie auf andere Art und Weise erfolgen.

Piezoaktoren wirken sehr schnell und entwickeln große Kräfte, haben jedoch extrem kurze Stellwege. Aufgrund dieser Eigenschaften eignen sie sich besonders für Aktorprinzipien, die auf kraftschlüssigen Verbindungen basieren. Zum Halten bzw. Freigeben des Energiespeichers durch Klemmverbindungen reichen die Stellwege der Piezoaktoren aus. Auf kostenintensive und steifigkeitsmindernde Wegvergrößerungssysteme

kann verzichtet werden. Dabei fixieren die Piezoaktoren, die sich am Gehäuse abstützen, den Aktorstößel und somit den Energiespeicher mittels einer Reibkraft, die aus einer radialen Anpresskraft der Piezoaktoren resultiert (Bild 9.11). Demnach ist der Einsatz von mind. zwei Piezoaktoren notwendig. Die direkte Übertragung der Piezokraft auf den Stößel muss jedoch über eine Kupplung erfolgen, da Piezoaktoren ausschließlich auf Druck zu belasten sind. Die Kupplung schließt den axialen Kraftfluss zwischen Gehäuse und der im Tellerfederpaket gespeicherten Energie. Die Piezoaktoren ziehen sich nach Aktivieren zurück und geben den Stößel und somit den Energiespeicher frei. Stellkraft und Stellweg werden geschaltet.

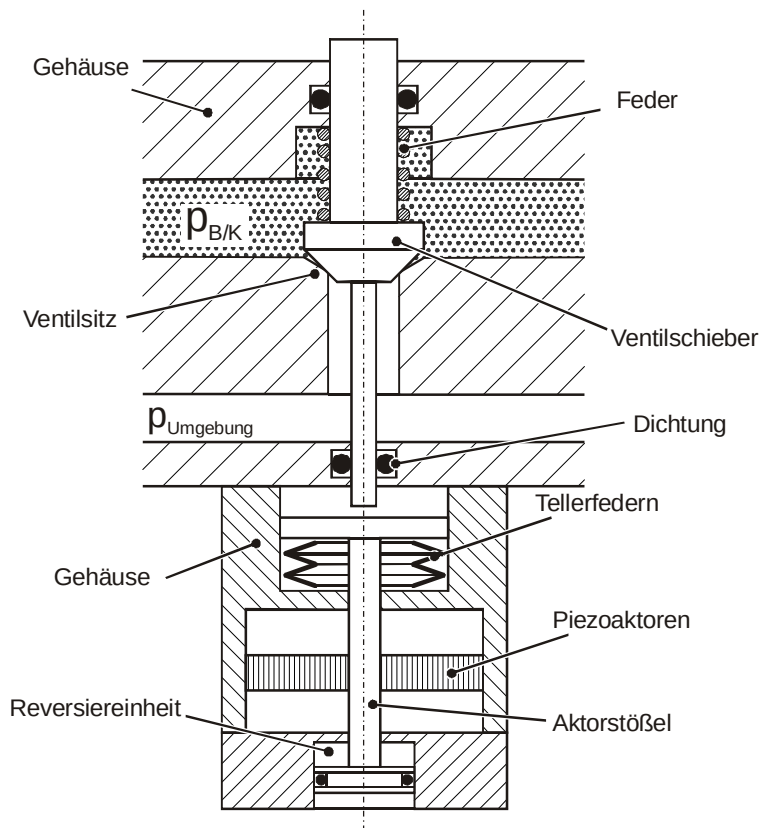


Bild 9.10: Funktionsweise des Piezoventils

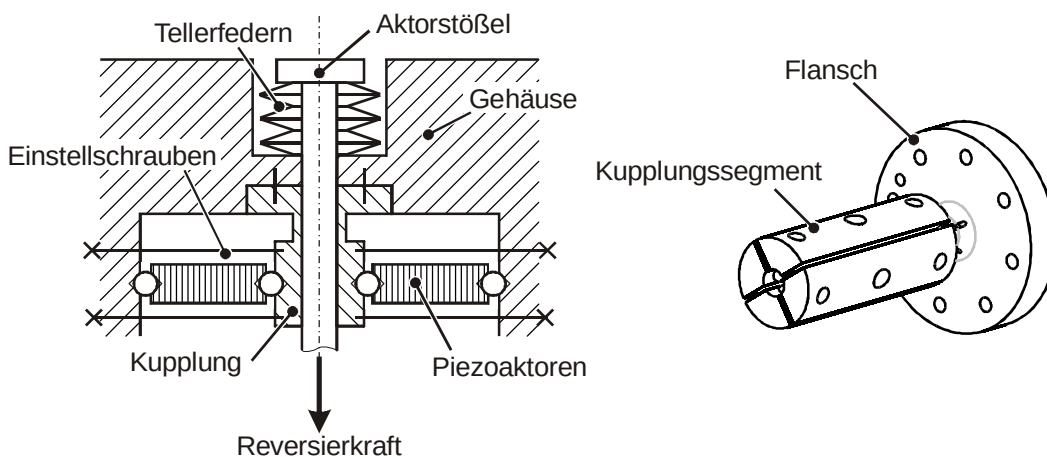


Bild 9.11: Prinzip der Piezoaktorik mit geschlitzter Kupplung

Kern dieser Konstruktion stellt neben den Piezoaktoren die Kupplung dar. Diese ist durch Schlitze in Segmente unterteilt (Bild 9.11), da eine hohe Axialsteifigkeit bei gleichzeitiger radialer Nachgiebigkeit gefordert ist. Zusätzlich ist sie am Flanschhals abgedreht, um dort eine ausreichende Biegenachgiebigkeit zu erreichen. Da die Piezoaktoren vorgespannt werden müssen, greifen außerdem an jedem Kupplungssegment Einstellschrauben mit Vorspannelementen (nicht dargestellt) an, die von außen bedient werden können. In diesem Bereich müssen die Segmente jedoch radial sehr steif sein, um die Vorspannung der Einstellschrauben mit möglichst geringer Nachgiebigkeit an die Piezoaktoren zu leiten.

Die Reversierung ist vergleichbar mit der in Kap. 9.1 beschriebenen. Das Tellerfederpaket wird auch hier mit Hilfe einer Hydraulikkraft oder per Hand gespannt und mittels der Piezoaktoren über den Aktorstößel fixiert. Nach Ablassen des Hydraulikdrucks ist das System wieder betriebsbereit.

Das Aufbringen der hohen Radialkräfte von Piezostapelaktoren erlaubt den Einsatz stärkerer Federpakete als bei der Hubmagnetaktorik. Deshalb werden Tellerfedern ausgewählt, die eine Stellkraft von über $F_{FP1} = 425 \text{ N}$ zu Beginn und $F_{FP2} = 399 \text{ N}$ am Ende des Stellwegs von $s_1 = 4 \text{ mm}$ aufbringen.

Die Stellkraft F_{FP1} des Mechanismus' muss durch die Piezoaktoren mit der Normalkraft F_N gehalten werden. Die Anzahl und die Größe der zu wählenden Piezoaktoren hängt ab vom Reibbeiwert zwischen Stößel und Kupplungshülse, der hier mit $\mu = 0,15$ angenommen wird, sowie von der maximal erreichbaren Blockierkraft der gängigen Piezoaktoren. Da eine Krafterzeugung eines Piezoaktors immer mit einer Reduktion der Auslenkung in Abhängigkeit der Aktor-Federsteifigkeit verbunden ist, muss zusätzlich auch die nominale Auslenkung des Piezoaktors ausreichend groß sein. Für diese Konzeptvariante wird ein LVPZT-Aktor aus dem Produktkatalog von [PI05] gewählt, der die Anforderung bezüglich eines möglichst großen Stellwegs und einer ausreichenden Blockierkraft erfüllt. Im Produktkatalog erfüllt diese Anforderungen nur der größte angebotene LVPZT-Aktor (Bild 9.12, Tabelle 9.3).



Bild 9.12: LVPZT-Aktor

Abmessungen Piezoaktor A x B x L:	10 x 10 x 36 mm ³
Nominalstellweg ± 20 % (0 - 100 V):	32 µm
Max. Stellweg ± 20 % (0 - 120 V):	ΔL ₀ = 38 µm
Blockierkraft (0 - 120 V):	3600 N
Steifigkeit:	k _T = 100 N/µm
Elektrische Kapazität ± 20 %:	C _P = 13 µF
Resonanzfrequenz ± 20 %:	40 kHz

Tabelle 9.3: Eigenschaften des gewählten LVPZT-Aktors (nach [PI05])

Bei maximaler Blockierkraft, die mit Gl. (9.4) näherungsweise berechnet werden kann, ist die erreichbare Auslenkung gleich Null (vgl. Kap. 5.4).

$$F_{\max} \approx k_T \cdot \Delta L_0 \quad (9.4)$$

Um diese Blockierkraft zu erreichen, muss die Konstruktion unendlich steif sein und darf keine mechanischen Systemtoleranzen aufweisen. Diese Forderung kann jedoch nur bedingt erfüllt werden, da der Stößel zur Funktionserfüllung nach der Freigabe der Haltekupplung beweglich sein muss, was eine ausreichende Spielpassung zwischen den Reibflächen der Haltekupplung und des Stößels erfordert. Bereits diese Spielpassung führt zur freien Auslenkung des Piezoaktors. Zusätzlich wirken die Piezoaktoren auf nachgiebige Bauteile mit Oberflächenungenauigkeiten und -rauheiten, wodurch die erreichbare Blockierkraft eines Piezoaktors weiter abnimmt.

Mit einer höheren Anzahl von Piezoaktoren kann die erforderliche Blockierkraft für den einzelnen Aktor gesenkt und die freie Auslenkung erhöht werden. Aus diesem Grund werden für diese Konzeptvariante vier Piezoaktoren als Stellglieder gewählt. Bei einem Reibbeiwert $\mu = 0,15$ müssen diese dann bei einer Axialkraft F_{FP1} eine minimal erforderliche Piezokraft von $F_{\max \text{ eff}} = 708 \text{ N}$ aufbringen. Daraus lässt sich nach [PI05] nun mit

Gl. (9.5) die Mindeststeifigkeit der Konstruktion im Kraftfluss der Piezoaktoren näherungsweise zu $k_S = 23 \text{ N}/\mu\text{m}$ bestimmen. Danach wird die maximale Auslenkung dieses Piezoaktors mit Gl. (9.6) zu $\Delta L = 30,9 \mu\text{m}$ ermittelt. Diese Auslenkung beinhaltet dabei die elastische Verformung und die mechanische Systemtoleranz der Konstruktion.

$$k_S = \frac{k_T}{1 - \frac{F_{\max \text{ eff}}}{k_T \cdot \Delta L_0}} - k_T \quad (9.5)$$

$$\Delta L \approx \Delta L_0 \cdot \left(\frac{k_T}{k_T + k_S} \right) \quad (9.6)$$

Die errechneten Werte bestimmen die Kraft und Auslenkung der betrachteten Aktor/Federkombination. Dabei gilt: Je größer die Aktorkraft $F_{\max \text{ eff}}$ sein muss, desto steifer muss die Konstruktion zwischen dem Piezoaktor, der Haltekupplung und dem Stößel sein.

Die Piezokeramiken sind gegenüber Biege- und Drehmomenten sowie Zug- und Scherkräften sehr empfindlich und sollten zur Kompensation solcher Belastungen im vorgespannten Zustand betrieben sowie mit flexiblen Endstücken ausgestattet werden. Die LVPZT-Aktoren werden dazu mit zwei gleichen symmetrisch angeordneten Feder säulen aus Tellerfedern nach [DIN2092] mit der Kraft F_V vorgespannt (Bild 9.13). Jede Änderung der elektrischen Spannung am Piezoaktor verursacht in Folge der Massenträgheiten von Piezokeramik, von Kopfstücken am Piezoaktor und von Kupplungssegmenten dynamische Zug- und Druckkräfte. Die Aufgabe der Vorspannung F_V ist die möglichst schnelle Kompensation der im Inneren des Piezoaktors auftretenden Zugkräfte.

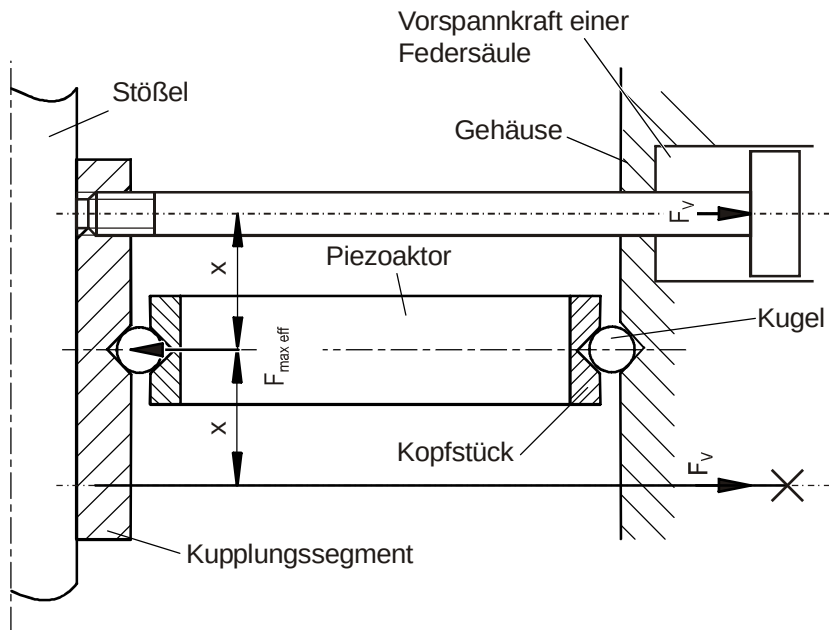


Bild 9.13: Vorspannen der Piezoaktoren mit zwei gleichen Federsäulen (nach [HERMANN07])

Die Stellzeit kann analytisch bestimmt werden. Dazu ist die Berechnung der Stellzeit für die Piezoaktoren und der zu bewegenden Massen notwendig. Nach [PI05] kann ein Piezoaktor seine nominale Auslenkung innerhalb $1/3$ der Periode der Resonanzfrequenz erreichen. Solch kleine Stellzeiten und die hohen Beschleunigungskräfte sind nur mit einer sehr großen Vorspannung der Piezoaktoren erreichbar. Aus diesem Grund muss die Anstiegsgeschwindigkeit der elektrischen Steuerspannung durch die Spannungsquelle entsprechend der Stellzeit der Vorspannfedern begrenzt werden. Für einen dynamischen Betrieb beträgt nach [PI05] die empfohlene Vorspannung $15\text{--}30\text{ N/mm}^2$. Jedoch darf bei Druckbelastung die Summe aus Vorspannkraft F_V , der wirkenden Aktorkraft $F_{\max \text{ eff}}$ und gegebenenfalls der dynamischen Kraft F_{dyn} $20\text{--}30\%$ der Druckbelastbarkeit einer Piezokeramik von $\sigma_{\text{PA zul}} = 250\text{ N/mm}^2$ nicht übersteigen, da es bei dieser mechanischen Spannung zur Depolarisation der Keramik kommen kann [PI05]. Demnach beträgt die maximal zulässige mechanische Spannung $\sigma_{\text{PA zul}}$ im Piezoaktor $\sigma_{\text{PA zul}} \cdot 20\% = 50\text{ N/mm}^2$.

Wegen der sehr kleinen Stellwege und mechanischen Toleranzen kann nicht ausgeschlossen werden, dass die Stellkraft des Piezoaktors beim Halten des Stößels näherungsweise die Blockierkraft erreicht. Mit den Daten aus Tabelle 9.3 beträgt bei dieser Kraft die Druckspannung im Piezoaktor $\sigma_{\text{PA}} = 36\text{ N/mm}^2$. Da der Piezoaktor bei der Blockierkraft keine Auslenkung ausführt, treten auch keine dynamischen Druckkräfte auf. In diesem Fall bleiben zum Vorspannen der Piezoaktoren maximal

$\sigma_{PAV} = 14 \text{ N/mm}^2$. Um Sicherheiten einzuhalten, wird die berechnete Vorspannung σ_{PAV} weiter reduziert auf ca. 10 N/mm^2 . Bei einer Fläche des Piezoaktors von 100 mm^2 (vgl. Tabelle 9.3) dürfen die beiden Vorspannfedern somit auf den Piezoaktor mit einer gesamten Vorspannkraft F_V von 1000 N drücken. Nach [PI05] soll die Federrate R_{FS} der Vorspannfeder 10% der Aktorsteifigkeit in Tabelle 9.3 nicht überschreiten. Da die Vorspannfedersäulen parallel geschaltet sind, beträgt die maximale Federrate R_{FS} pro Federsäule damit $5 \text{ N/}\mu\text{m}$.

Nach der konstruktiven Ausarbeitung der durch die Vorspannkraft F_V zu beschleunigenden Masse und damit erreichbarer Beschleunigung kann die Anstiegszeit der Steuerspannung am Piezoaktor begrenzt werden. Beim Ermitteln der zu beschleunigenden Masse ist zu beachten, dass der Piezoaktor in Bild 9.13 nicht an einem Ende fest eingespannt ist, sondern schwimmend gelagert ist. Dadurch müssen die Vorspannfedern die gesamte Masse des Piezoaktors mitbeschleunigen.

Um die Vorspannwege der Federsäulen leichter einstellen zu können, wird bei weiterer Auslegung der Federsäulen ein Vorspannweg von ca. 2 mm in Verbindung mit einem Feingewinde der Vorspannschrauben angestrebt. Aufgrund folgender Kriterien wie hoher, nahezu gleich bleibender Kraft, kleine Länge der Federsäule, kleiner Außerdurchmesser, kleine Gesamtanzahl der Tellerfedern etc. wird die Tellerfeder DIN 2093 - B 10 ausgewählt und zu einem Paket geschichtet (2-fach gleichsinnig, 9-fach wechselsinnig), das im vorgespannten Zustand $F_{FP2} = 407 \text{ N}$ und im gespannten Zustand $F_{FP1} = 418 \text{ N}$ aufbringt. Mit dieser Federsäule wird sichergestellt, dass selbst beim maximalen Belastungsfall (Federkraft der Säule in Planlage plus Blockierkraft des Piezoaktors) die maximal zulässige Aktorspannung $\sigma_{PA \text{ zul}}$ nicht überschritten wird.

Zur Beschleunigung der Massen des Piezoaktors, der Stahlkugeln, Kupplungshülse etc., die mit ca. 100 g veranschlagt werden, stellen die beiden Vorspannfedern unter Berücksichtigung der Reibung insgesamt $2 \cdot F_{FP2} = 814 \text{ N}$ zur Verfügung. Da die Federkraft einer Vorspannfedersäule innerhalb der nominellen Auslenkung eines Piezoaktors nur geringfügig abnimmt, wird die Federkraft der Vorspannfedern als konstant betrachtet, was infolgedessen auch für die Beschleunigung a gilt. Mit $\Delta L = 28,3 \mu\text{m}$ kann zur Bestimmung der Freigabezeit nach $F = m \cdot a$ die Stellzeit zu $t_{Vor} \ll 0,1 \text{ ms}$ berechnet werden. Um Schäden am Piezoaktor durch die Zugkräfte infolge der Massenträgheit der Bauteile zu vermeiden, muss die Stromänderungsgeschwindigkeit durch die Spannungsquelle ausreichend begrenzt werden. Dazu wird der Piezoaktor über den Widerstand R_1 aufgeladen (vgl. Bild 9.14, links). Wird im Auslösefall der MOSFET

eingeschaltet, entlädt sich der Piezoaktor über den Widerstand R_2 schlagartig, da dieser im Vergleich zum Widerstand R_1 sehr viel kleiner ist. Über die Zeitkonstante τ kann die Zeit t_{Aktor} berechnet werden, in der sich die Piezokeramik zurückzieht, wobei die Piezokeramik nach $t = 5 \cdot \tau$ vollständig entladen ist [SPRINGER96, S. 67]. Je kleiner der Widerstand R_2 desto schneller ist die Reaktionszeit t_{Aktor} .

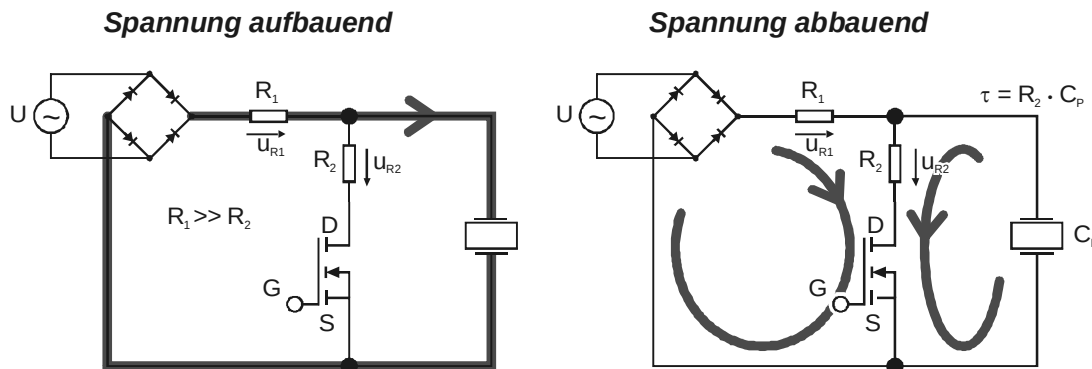


Bild 9.14: Schaltbild zur Be- und Entstromung der Piezoaktoren

Die dargestellte Schaltung wurde als Prototyp realisiert (Bild 9.15), an den 4 Piezoaktoren mit unterschiedlichen Spannungen zw. 85 - 115 V angeschlossen werden können. Ebenso ist ein BNC-Anschluss für ein digitales Triggersignal zur Auslösung der Piezoaktoren vorhanden.

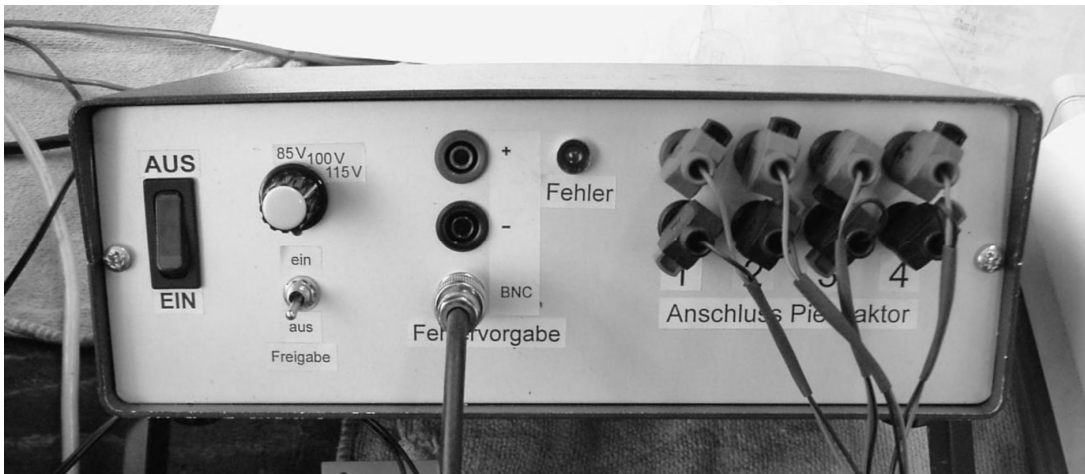


Bild 9.15: Aufbau der Piezoelektronik

Zur Bestimmung der Stellzeit für die axial bewegten Massen kann nach dem Energieerhaltungssatz die Beschleunigungsarbeit bei Vernachlässigung der Reibung mit der nichtlinearen Federarbeit ΔW_{pot} nach [DIN2092] gleichgesetzt werden (Gl. (9.7)). Bei Annahme einer konstanter Beschleunigung berechnet sich daraus die Stellzeit in Abhängigkeit der Trägheitsmasse m , die hier ebenfalls mit 100 g veranschlagt wird, des Stellweges und der Federarbeit (9.8):

$$W_{\text{kin}} = \Delta W_{\text{pot}} \rightarrow \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 = \Delta W_{\text{pot}} \quad (9.7)$$

$$t_{\text{Aktor}} = \sqrt{\frac{2 \cdot m \cdot s_{\text{Aktor}}^2}{\Delta W_{\text{pot}}}} \quad (9.8)$$

Die vereinfachte Baugruppenzeichnung ist in Bild 9.16 dargestellt.

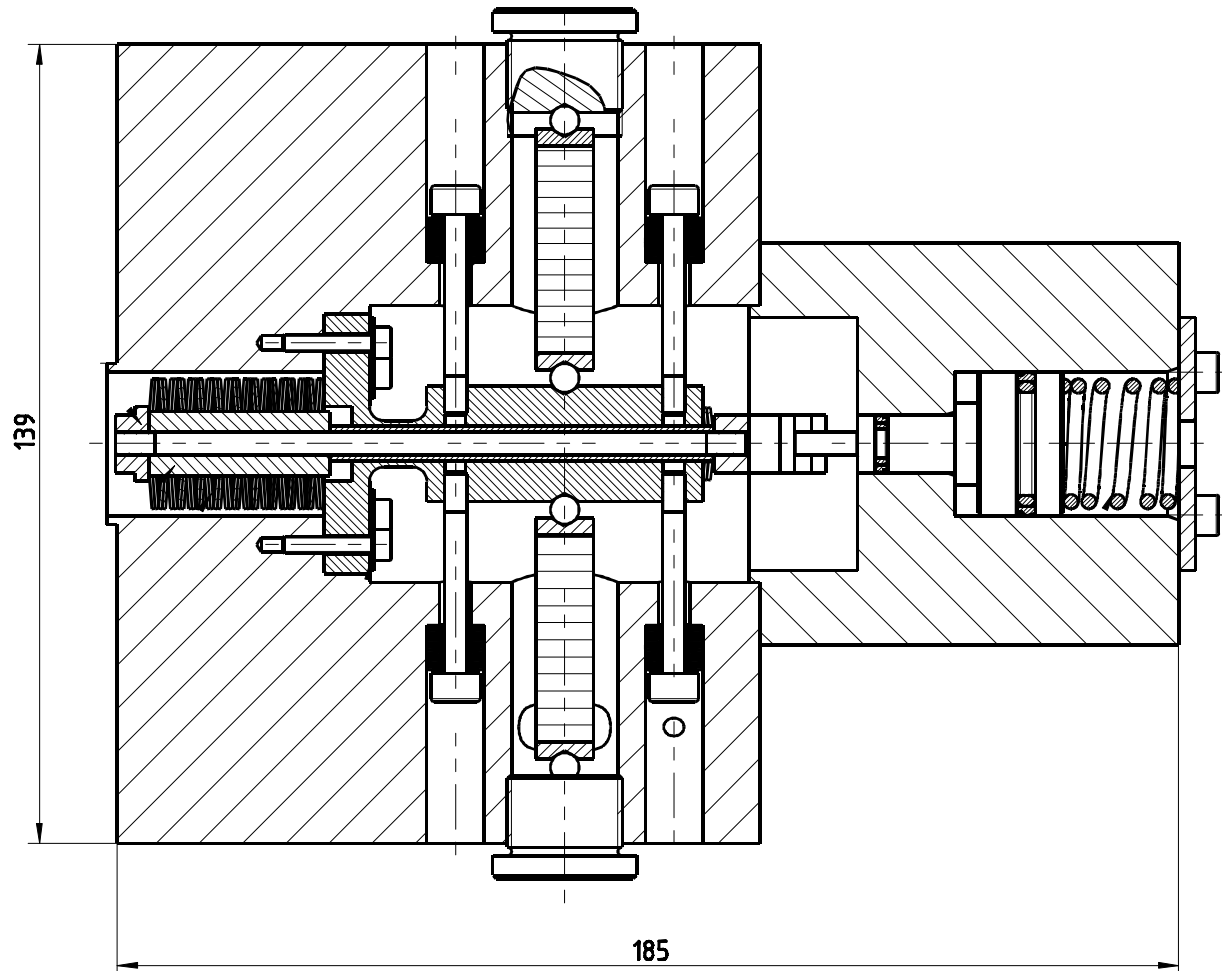


Bild 9.16: Prototyp der Piezoaktorik

9.3 Überlastsicherungsventil

Das Überlastsicherungsventil (ÜSV) wird mit einem Wegeventil der Nenngroße 4 vorgesteuert und besteht komplett aus Standardprodukten. Es wird deshalb in den experimentellen Untersuchungen nur hinsichtlich der Bremszeit bzw. Entleerzeit getestet.

Das ÜSV mit den Anschlüssen A und B besteht im Wesentlichen aus einem Steuerdeckel (1) und einem Einbausatz (2) (Bild 9.17, links). Der Steuerdeckel enthält die Steuerbohrungen, an denen das Wegesitzventil angeschlossen werden kann. Standardmäßig zu beziehende Einbausätze bestehen aus den Kernkomponenten Buchse (3), Ventilkegel (4) und Schließfeder (5).

Das ÜSV arbeitet druckabhängig. Dadurch ergeben sich für die Funktion drei wichtige druckbeaufschlagte Flächen: A1, A2, A3. Die durch die Abstufung entstandene Ringfläche A2 ist dabei geringer als A1. Die Fläche A3 ist gleich der Summe der Flächen A1 + A2. Die Flächen A1 und A2 wirken in Öffnungsrichtung. Fläche A3 und die Feder wirken in Schließrichtung. Die Wirkrichtung der resultierenden Kraft aus Öffnungs- und Schließkräften bestimmt die Schaltstellung des Ventils. Bei Druckbeaufschlagung der Fläche A3 durch Steuerölentnahme aus Kanal B oder externer Steuerölauführung ist der Kanal A leckfrei gesperrt.

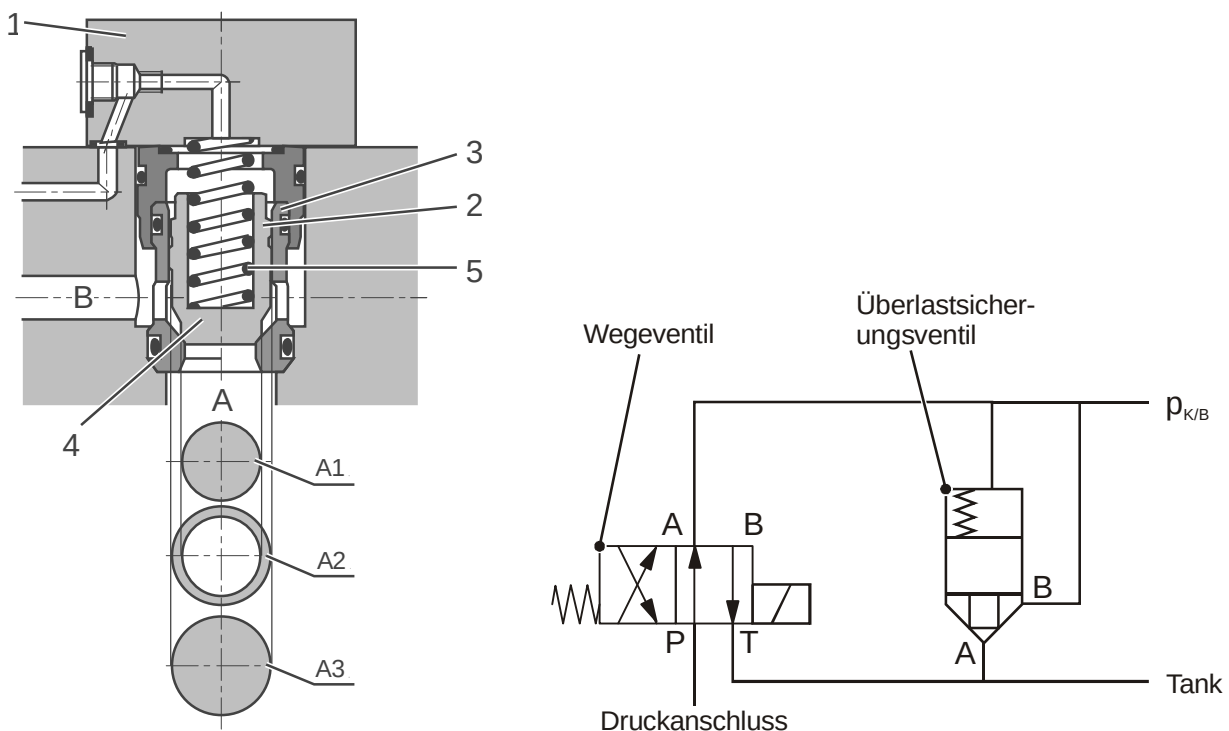


Bild 9.17: Funktionsweise des Überlastsicherungsventils NG25 (links, nach [BOSCH08 A]), Hydraulikplan mit zur Vorsteuerung erforderlichem Wegeventil

Im Gesamtaufbau wird das Wegeventil ständig mit Spannung beaufschlagt und so im geöffneten Zustand gehalten (Bild 9.17, rechts). Dadurch werden die Bremse, die Kupplung und das ÜSV mit Hydraulikdruck versorgt. Durch das Druckverhältnis $A3 : A2 \gg 1$ im ÜSV bleibt dieses geschlossen. Wird bei Auslösung das Wegeventil schnellstmöglich abgeschaltet und somit geschlossen, öffnet das ÜSV schlagartig und lässt den Druck $p_{B/K}$ in den Tank gegen Umgebungsdruck ausströmen.

10 Experimentelle Untersuchungen

Im Rahmen dieses Kapitels wird die Funktionsweise der in den Kap. 7 - 9 entwickelten Komponenten experimentell bestätigt. Dazu wurden zunächst die Systeme Aktorik, Bremse und Kupplung separat untersucht und dann abschließend in die Werkzeugmaschine eingebaut. Die zu untersuchenden Größen sowie der Versuchsablauf zeigt Bild 10.1. Darin wird erkennbar, dass zunächst die Piezo- und Hubmagnetaktorik auf ihre Schaltzeiten t_{A^*} getestet wurden und erst dann eine Untersuchung der Ansprechzeiten von Kupplung t_K und Bremse t_{BA} erfolgte. Die Entleerzeiten setzen sich aus den Schaltzeiten t_{A^*} und den Ansprechzeiten zusammen und werden hier maßgeblich von der Funktionsweise des Ventils beeinflusst. Wenn die einzelnen Zielgrößen nicht erreicht wurden, mussten Iterationsschleifen durchgeführt werden.

Gleichzeitig wurde die Bremskraft F_B sowie die Steifigkeit C_K der Kupplung ermittelt. Im abschließenden Gesamtaufbau in der Werkzeugmaschine wurde dann die Effektivität von Bremse und Kupplung bei verschiedenen Kollisionsgeschwindigkeiten untersucht. Zusätzlich erfolgte eine Prüfung der Gesamtsteifigkeit in x-Richtung der gesamten Maschine mit und ohne Kupplung. Dabei stand nicht die Erfüllung der Zielvorgabe „Schadensvermeidung“ im Vordergrund, sondern die Dokumentation der Ergebnisse.

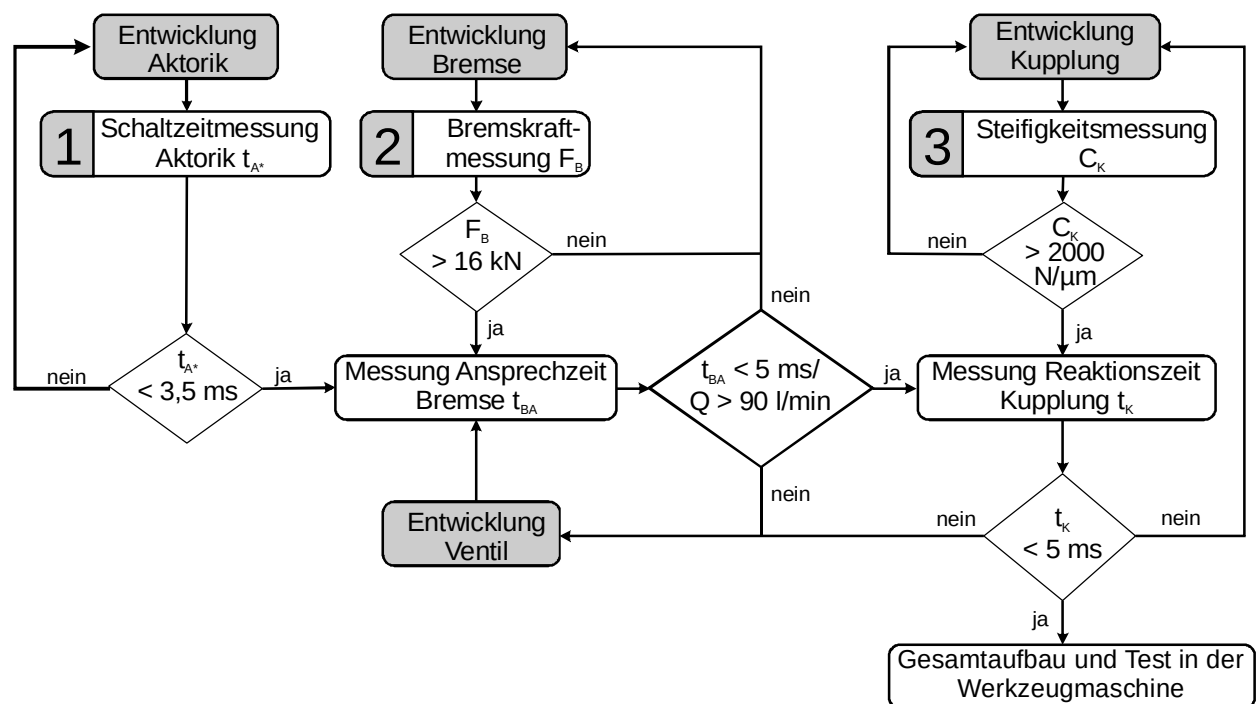


Bild 10.1: Ablauf der experimentellen Untersuchungen

10.1 Schaltzeitmessungen von Piezo- und Hubmagnetaktorik

Bevor die Piezo- bzw. Hubmagnetaktorik als Betätigungseinheit am Ventil getestet wird, sollen hier der Versuchsaufbau sowie die -ergebnisse hinsichtlich der Reaktionszeiten der beiden Typen beschrieben werden. Dazu wird ein Lasersensor an der Aktorik angebracht, der den Weg-/Zeitverlauf des Aktorstößels misst (Bild 10.2). Gleichzeitig wird das Auslösesignal aufgezeichnet.

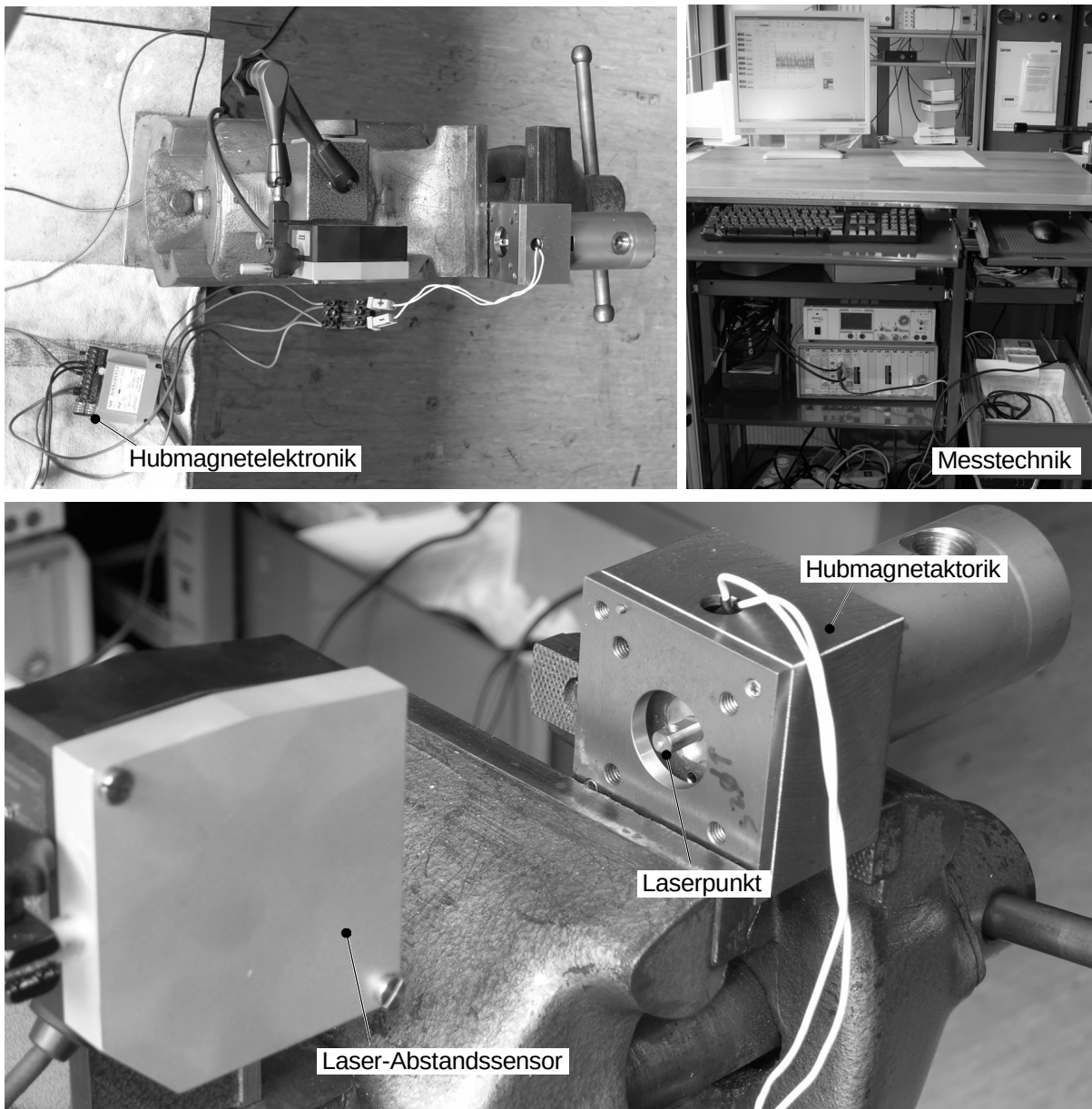


Bild 10.2: Reaktionszeitversuche am Beispiel der Hubmagnetektorik

10.1.1 Hubmagnetektorik

Die Hubmagnetektorik wird nach Bild 10.2 inkl. der Hubmagnetelektronik (2-Quadranten-Steller) aufgebaut. Die Schaltzeitmessungen haben eine Stellzeit von 3,5 ms bei $s_1 = 4 \text{ mm}$ und $F_{FP1} = 261 \text{ N}$ ergeben (s. Bild 10.3, links). Im Diagramm ist

die Wirkungsweise des 2-Quadranten-Stellers zu erkennen. Nach Abschalten des Hubmagneten sinkt der Strom und somit die Stärke des Magnetfelds. Bei $i_m = 0$ setzt sich der Stößel in Bewegung und induziert ein Magnetfeld, was in einem erneuten Stromanstieg resultiert. Aufgrund des 2-Quadranten-Stellers bleibt nun die Spannung auf einem negativen Niveau, um dieses erneut entstehende Magnetfeld abzubauen. Der Stellweg verläuft steiler als beim einfachen Abschalten.

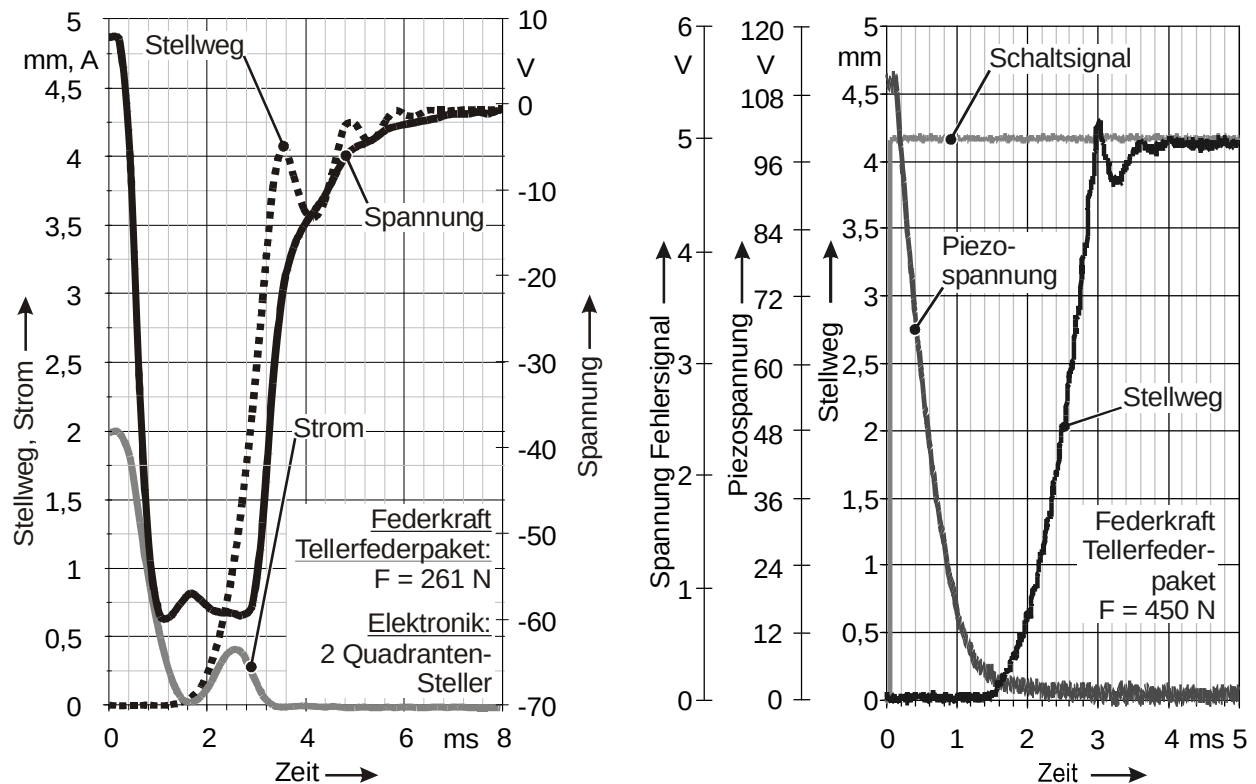


Bild 10.3: Verlauf von Strom, Spannung, Stellweg der Hubmagnetaktorik (links), Piezoaktorik (rechts)

10.1.2 Piezoaktorik

Die Schaltzeitmessung der Piezoaktorik wird analog zu Bild 10.2 aufgebaut. Zusätzlich wird hier die Piezospannung gemessen, um eine Aussage zur Schnelligkeit der Elektronik machen zu können. Dabei ist erkennbar, dass die Spannung in den Piezoaktoren erst nach ca. 1,5 ms abgebaut ist (vgl. Bild 10.3, rechts). Trotzdem wird eine Stellzeit von 3 ms bei einem Stellweg von $s_1 = 4$ mm und $F_{FP1} = 450$ N erreicht. Durch die Verkleinerung des Widerstands R_2 (vgl. S. 114) kann die Stellzeit bei Bedarf noch verkürzt werden.

10.2 Bremskraftmessung

Der Prototyp der Bremse wird in einen Linearprüfstand bei der Fa. Ortlinghaus eingespannt und die Bremsstange über einen Stößel hydraulisch belastet (Bild 10.4, rechts). Der Stößel bewegt sich dabei mit niedriger Geschwindigkeit von $v < 30 \text{ mm/min}$ in axialer Richtung. Die Messungen zeigen die Reaktionskräfte sowie die eingepprägten Kräfte im Bremssystem. Die Haftreibungskraft erreicht knapp 24 kN, die Gleitreibungskraft wenigstens 18 kN, wodurch die Mindestanforderung von $F_B = 16 \text{ kN}$ erfüllt wird.

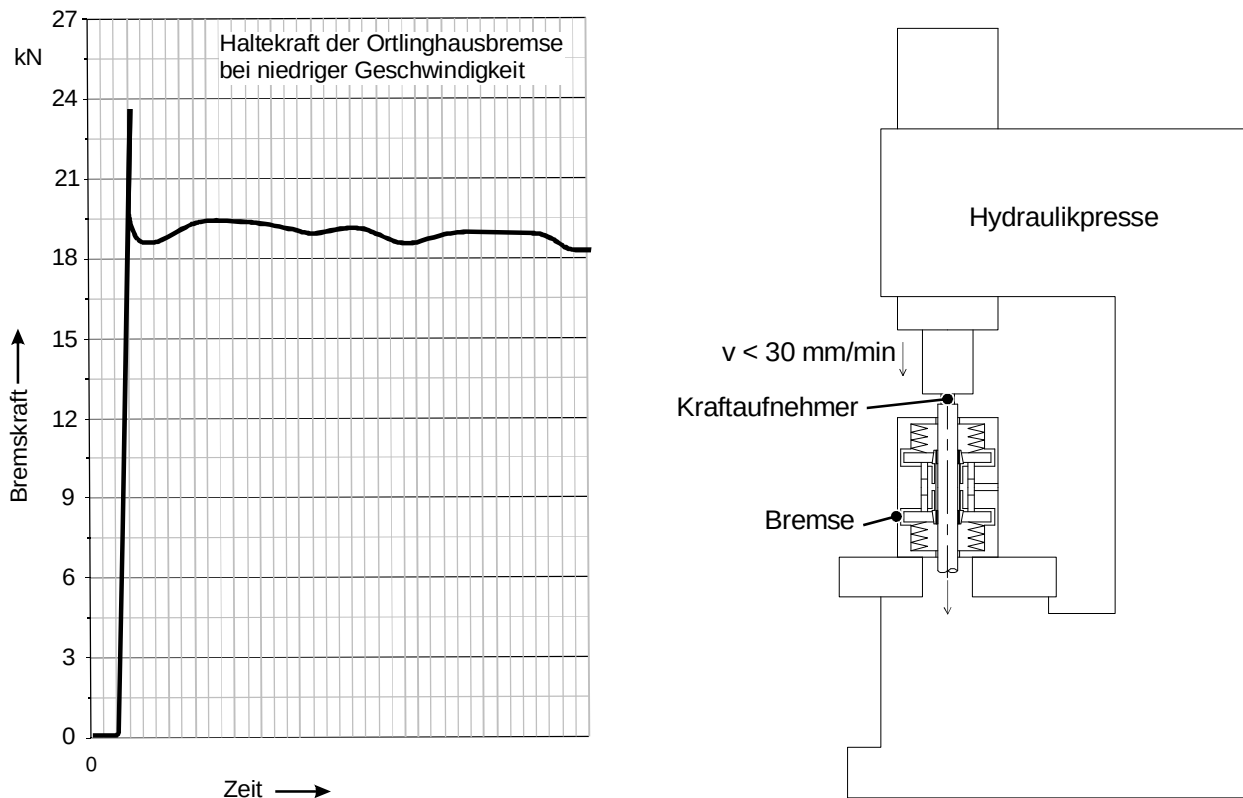


Bild 10.4: Bremskraft bei niedriger Geschwindigkeit (links), Linearprüfstand (rechts)

10.3 Reaktionszeit der Bremse

Der Versuchsaufbau zur Reaktionszeitmessung der Bremse ist in Bild 10.5 am Beispiel des Kobasisventils D14 mit Piezoaktorik dargestellt. Am Ventil erfolgt die Zuleitung des Hydraulikdrucks und dessen Weiterleitung zur Bremse. Ebenso zu erkennen ist die Entlüftung und der Ausfluss zum Tank. Der Druck wird über einen Sensor an der Bremse aufgezeichnet. Zusätzlich wird der Bremskolbenweg über einen magnetostriktiven Wegmesssensor an der Bremse aufgenommen.

Es wurden verschiedene Versuche zur Reaktionszeit der Bremse (Tabelle 10.1) mit marktgängigen Ventilkomponenten, die bei der Fa. Ortlinghaus verfügbar waren, sowie mit den in Kap. 9 entwickelten Ventilaktoriken durchgeführt:

1. Lüften der Bremse mit einem marktgängigen Wegeventil NG 4 der Fa. Wandfluh mit einem Volumenstrom von $Q = 5 \text{ l/min}$ (Herstellerangabe, siehe Tabelle 8.1). Ansteuern des Ventils mittels der Hubmagnetelektronik (2-Quadranten-Steller).
2. Wie 1, jedoch mit einem Wegeventil NG10 der Fa. VTHL, Durchfluss unbekannt (vgl. Tabelle 8.1).
3. Lüften der Bremse mit dem in Kap. 9.1.1 entwickelten Kobasisventil jedoch zunächst mit dem Durchmesser $D = 8 \text{ mm}$. Öffnen des Ventils mit der Hubmagnetaktorik aus Kap. 9.1.2. inkl. der Hubmagnetelektronik (2-Quadranten-Steller).
4. Wie 3., jedoch mit dem Kobasisventil mit Durchmesser $D = 14 \text{ mm}$.
5. Lüften der Bremse mit einem Sitzventil der Fa. Bosch Rexroth NG 10. Öffnen des Ventils mit der Hubmagnetaktorik aus Kap. 9.1.2. inkl. der Hubmagnetelektronik (2-Quadranten-Steller) der Fa. Mayr.
6. Lüften der Bremse mit einem Überlastsicherungsventil NG 25 der Fa. Ortlinghaus, das mit einem Wegeventil NG 4 der Fa. Wandfluh (siehe 1.) vorgesteuert wird. Ansteuern des NG 4-Ventils mittels der Hubmagnetelektronik (2-Quadranten-Steller).
7. Wie 4., jedoch Öffnen des Kobasisventil $D = 14 \text{ mm}$ mit der Piezoaktorik aus Kap. 9.2.

		t_{A^*}	t_{EB}	$t_{BA} = t_{A^*} + t_{EB}$	x_{stop}^8 ($v_0 = 10 \text{ m/min}$)	t_{stop}^8 ($v_0 = 10 \text{ m/min}$)
1.	NG 4 Wegeventil	5 ms	35 ms	40 ms	7,36 mm	48,3 ms
2.	NG 10 Wegeventil	14 ms	3 ms	17 ms	3,5 mm	25,3 ms
3.	Kobasisventil D8 + Hubmagnetaktorik	3 ms	18 ms	21 ms	4,2 mm	29,3 ms
4.	Kobasisventil D14 + Hubmagnetaktorik	150 ms	3,3 ms	>150 ms	-	-
5.	Bosch NG 10 Sitzventil + Hubmagnetaktorik	3 ms	7 ms	10 ms	2,4 mm	18,3 ms
6.	NG 25 mit NG 4 vorgesteuert	3,3 ms	3,3 ms	6,6 ms	1,8 mm	14,9 ms
7.	Kobasisventil D14 + Piezoaktorik	1,2 ms	3,3 ms	4,5 ms	1,4 mm	12,8 ms

Tabelle 10.1: Versuchskombinationen und Ergebnisse der Reaktionszeitversuche der Bremse

⁸ Theoretisch berechneter Wert nach Gl. (3.17) und (3.18), S. 32. $m = 900 \text{ kg}$, $F_B = 18 \text{ kN}$

Die Reaktionszeit der Bremse bis zum Bremseingriff beschreibt die Ansprechzeit t_{BA} , die sich aus der Eigenzeit/Reaktionszeit des Aktors t_{A^*} und der Entleerzeit der Bremse t_{EB} zusammensetzt. Die Versuche erfolgten alle bei stehender Bremsstange bzw. Bremse. Dynamische Versuche zur Ermittlung des Anhaltewegs x_{stop} und der Anhaltezeit t_{stop} werden im Gesamtaufbau in der Werkzeugmaschine untersucht und sind in Tabelle 10.1 nur theoretisch dargestellt.

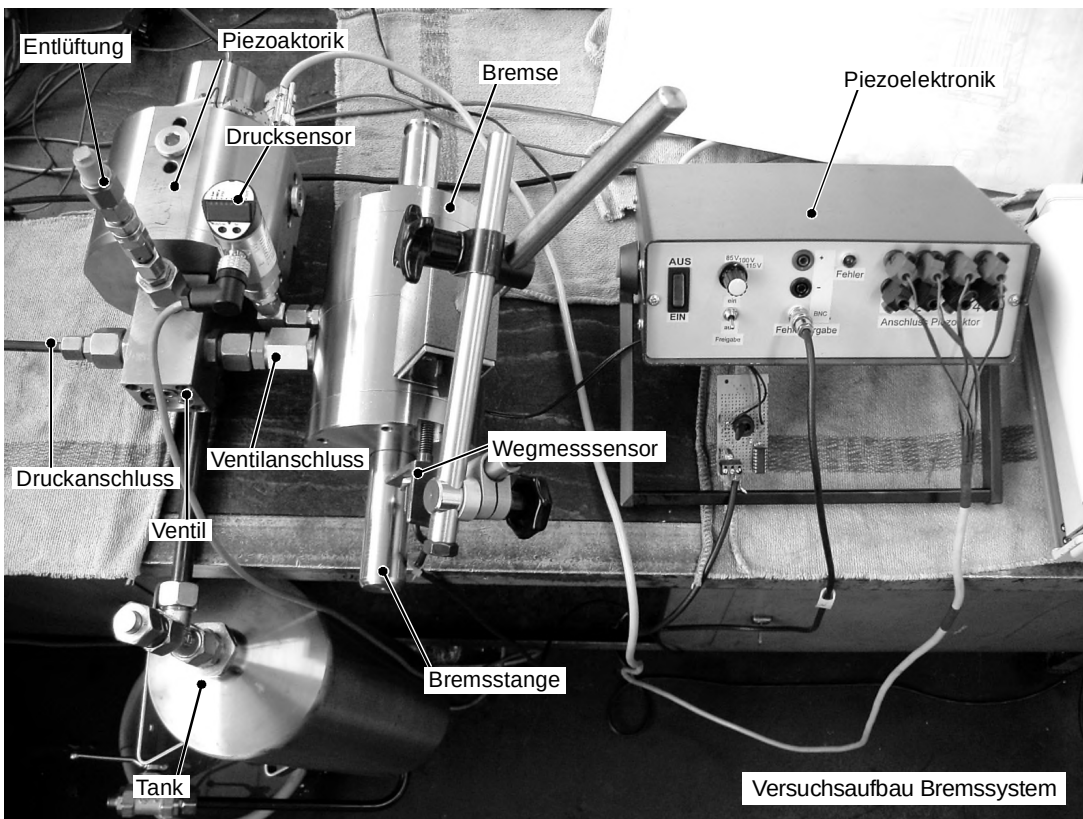


Bild 10.5: Exemplarischer Versuchsaufbau der Bremse mit Piezoaktorik und Kobasisventil D14

Bild 10.6 zeigt die Reaktionszeiten für die Versuche 1. und 2. (vgl. Tabelle 10.1) und verdeutlicht die Eigenschaften der unterschiedlichen Ventilgrößen. Während das Wegeventil NG 4 eine geringe Eigenzeit von nur 5 ms infolge des kleinen Magnetfeldauf-/abbaus bzw. der geringen Ventilschieberkraft benötigt, zeigt das weitaus größere Wegeventil NG 10 mit größeren Ventilschieberkräften längere Eigenzeiten t_{A^*} . Allerdings ist die Entleerzeit t_{EB} aufgrund des größeren Durchflussquerschnitts beim Wegeventil NG 10 wesentlich kürzer als beim Wegeventil NG 4. Der Spannungssprung bedeutet dabei den Beginn der Auslösung und verdeutlicht das Schaltsignal am Ventil (Schaltsignal = Ventilsignal).

Bild 10.7, links zeigt den 3. Versuch, indem die Eigenzeit t_{A^*} der Hubmagnetaktorik sehr gering ist, allerdings der Durchfluss des Kobasisventils D8 aufgrund des zu geringen

Durchmessers zu schlecht ausfällt. Beim Austausch des Kobasisventils D8 durch das weitaus größere Kobasisventil D14 wurden jedoch die Reibkräfte an der Stangendichtung zu groß, so dass es der Hubmagnetaktorik nicht mehr möglich war, das Ventil in der geforderten Reaktionszeit zu öffnen. Der Versuch konnte aufgrund dieser langen Zeit $t_{A^*} \approx 150$ ms nicht aufgezeichnet werden.

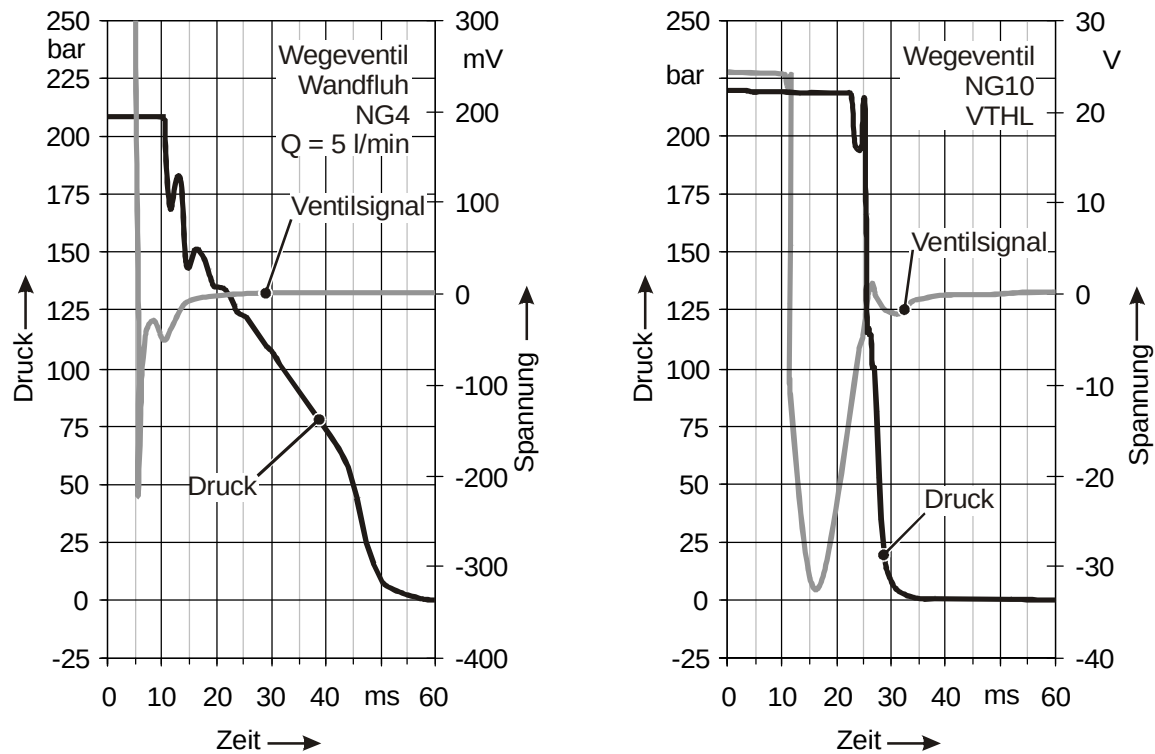


Bild 10.6: Reaktionszeit mit Wegeventil NG 4 (links), Wegeventil NG 10 (rechts)

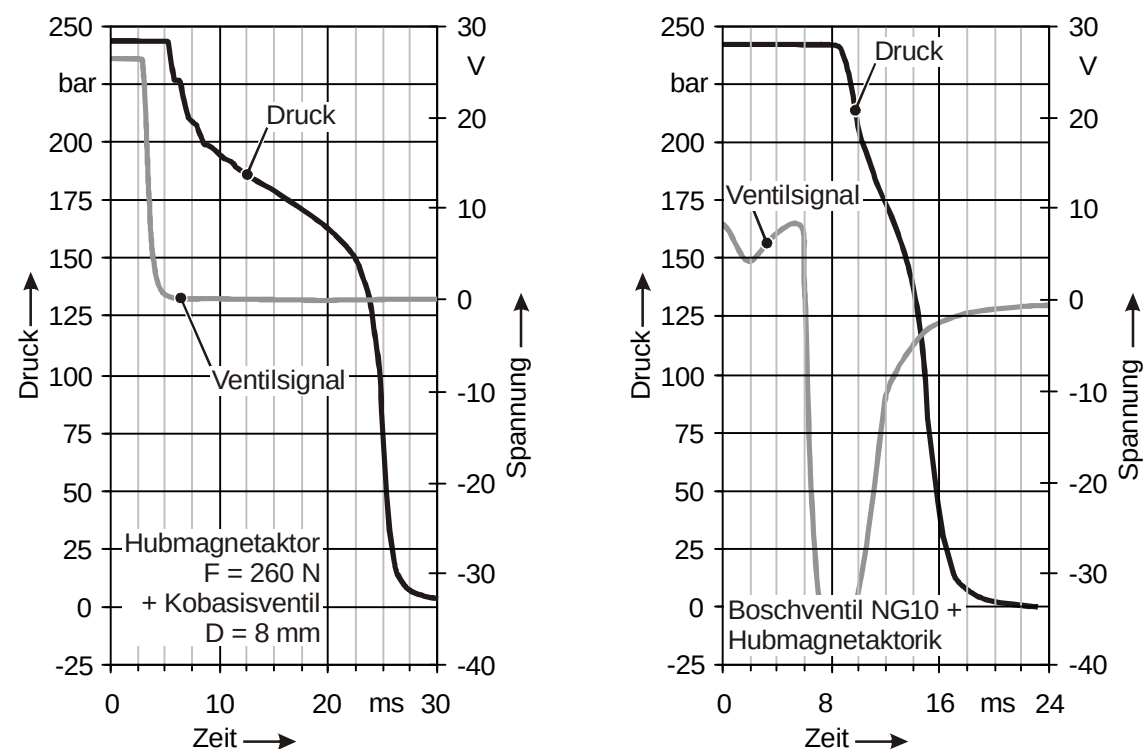


Bild 10.7: Reaktionszeit mit Kobasisventil D8 (links), Bosch NG 10 Sitzventil (rechts)

Deshalb wurde ein Standardsitzventil der Fa. Bosch mit größerem Nenndurchmesser von 10 mm mit der Hubmagnetaktorik kombiniert und nochmals getestet (vgl. Bild 10.7, rechts). Aufgrund der geringeren Reibkräfte beim Boschventil war es der Hubmagnetaktorik problemlos möglich, das Ventil zu öffnen. Allerdings ist die Entleerzeit des Sitzventils NG 10 aufgrund der Durchflussgeometrie im Vergleich zum Wegeventil NG 10 weitaus schlechter. Sitzventile weisen dabei höhere Widerstände auf und haben grundsätzlich schlechtere Durchflusseigenschaften als Wegeventile bei gleicher Baugröße.

Bei Versuchsnummer 6 wurden erstmals akzeptable Gesamtstellzeiten $t_B \approx 6,6$ ms erreicht (Bild 10.8). Dabei wurde das Überlastsicherungsventil NG25 mit dem Wegeventil NG4 vorgesteuert. Es wurde zusätzlich der Kolbenweg in der Bremse aufgezeichnet und das Diagramm soweit auf der Zeitachse skaliert, dass nun eine Beschreibung der mechanischen Vorgänge beim Entlüften der Bremse möglich ist. Bei $\Delta t = 0$ ms (a) wird die Bremse ausgelöst. Nach ca. 3,3 ms wird das Überlastsicherungsventil NG 25 geöffnet und verringert den Hydraulikdruck (b). Die Kennlinie des Hydraulikdrucks fällt bis (c) steil ab, was auf elastische Entspannungsvorgänge in der Bremse zurückzuführen ist. Der Kolben bewegt sich nun in axialer Richtung und schiebt das Ölvolumen aus. Die Hydraulikkennlinie wird flacher. Bei (d) ist die Kolbenbewegung zum größten Teil abgeschlossen. Die Bremsbeläge legen sich an die Bremsstange an und werden durch die Tellerfedern in der Bremse elastisch verspannt. Bei Punkt (e) bzw. dem Druck von ca. 50 bar ist die Kolbenbewegung nach einer Zeit von $\Delta t \approx 6,6$ ms abgeschlossen und der Bremsbeginn findet statt. Der Bremskolben legt dabei einen Weg von $\approx 1,2$ mm zurück und stößt mit einer Kolbenfläche von 1900 mm^2 (vgl. 7.2) ein Volumen von $\approx 4,6 \text{ cm}^3$ aus.

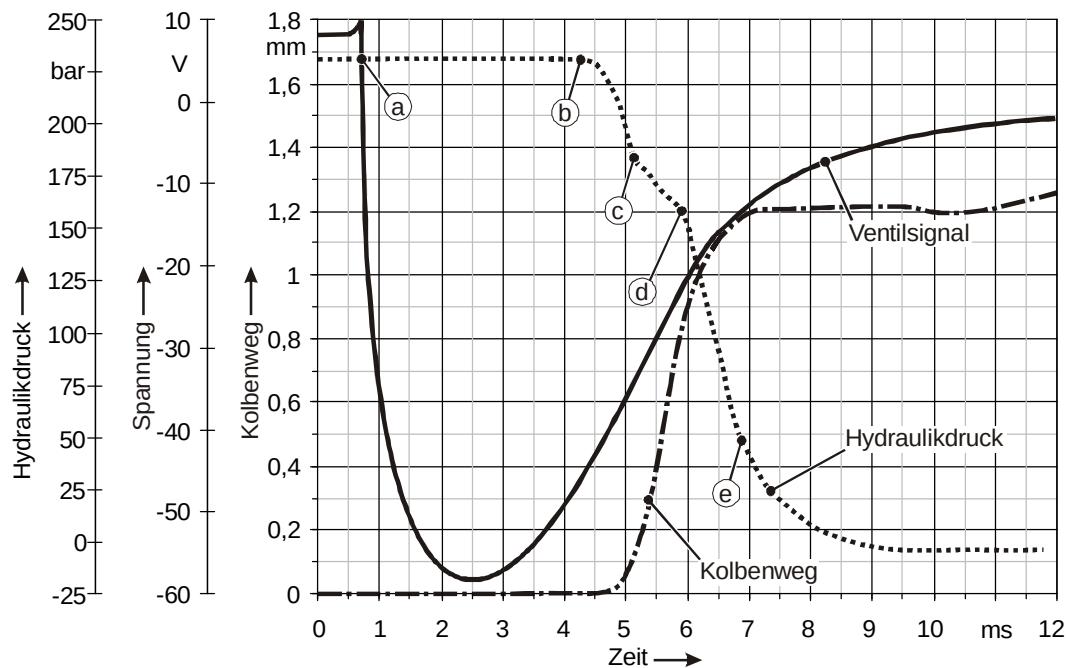


Bild 10.8: Reaktionszeit mit Überlastsicherungsventil NG 25 / NG 4 vorgesteuert

Bild 10.9 zeigt schließlich das Ergebnis des letzten Versuchs, bei dem eine Gesamtreaktionszeit von $t_B \approx 4,5$ ms und somit die Anforderung erreicht wurde, unterhalb von 5 ms den Bremsvorgang auszulösen. Das Ventil erreicht dabei Volumenströme von $Q > 90$ l/min.

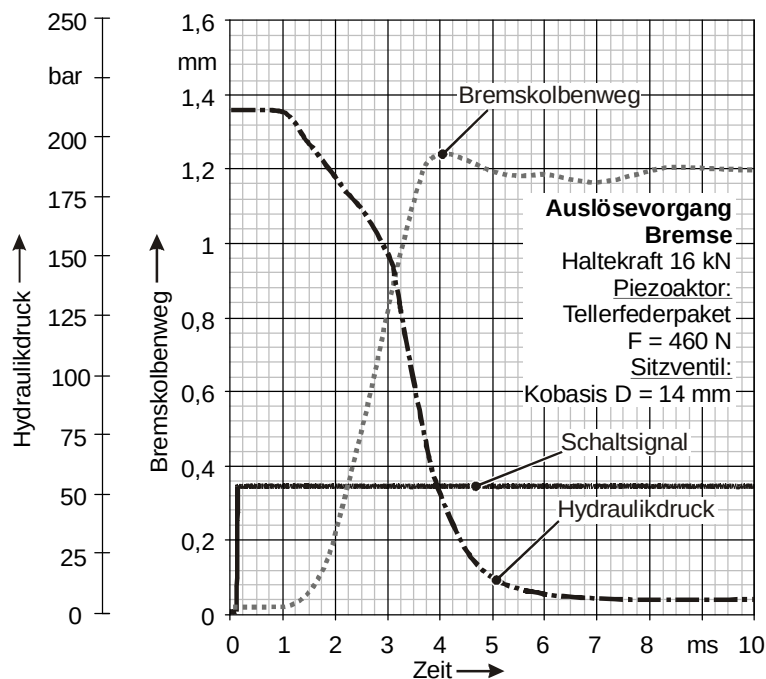


Bild 10.9: Reaktionszeit mit dem Kobasisventil D14 +Piezoaktorik

10.4 Steifigkeitsmessungen

Die Steifigkeitsversuche der Kupplungen wurden bei der Fa. Mayr durchgeführt. Dazu wurde die Kupplung in einen Axialprüfstand (Bild 10.10) eingebaut und mit einer axialen

Druck- und Zuglast zwischen 9 und 10 kN (Bild 10.11, links) beaufschlagt. Es handelt sich dabei um einen hydraulischen, kraftgeregelten Axialprüfstand mit zwei massiven Endplatten, auf welchen die Gegen- und Klemmhülse montiert sind, um sowohl Druck- als auch Zugkräfte in die Kupplung zu leiten. Der Prüfstand verfügt über drei Kraftmessdosen an der unteren Endplatte, deren Messung gemittelt an die Messtechnik und die Prüfstandsregelung übertragen wird. Gleichzeitig werden drei Längenmesstaster mit $0,05\ \mu\text{m}$ Genauigkeit zwischen den Endplatten am Rande der Kupplung positioniert, deren Weg ebenso gemittelt an die Messtechnik übertragen wird.

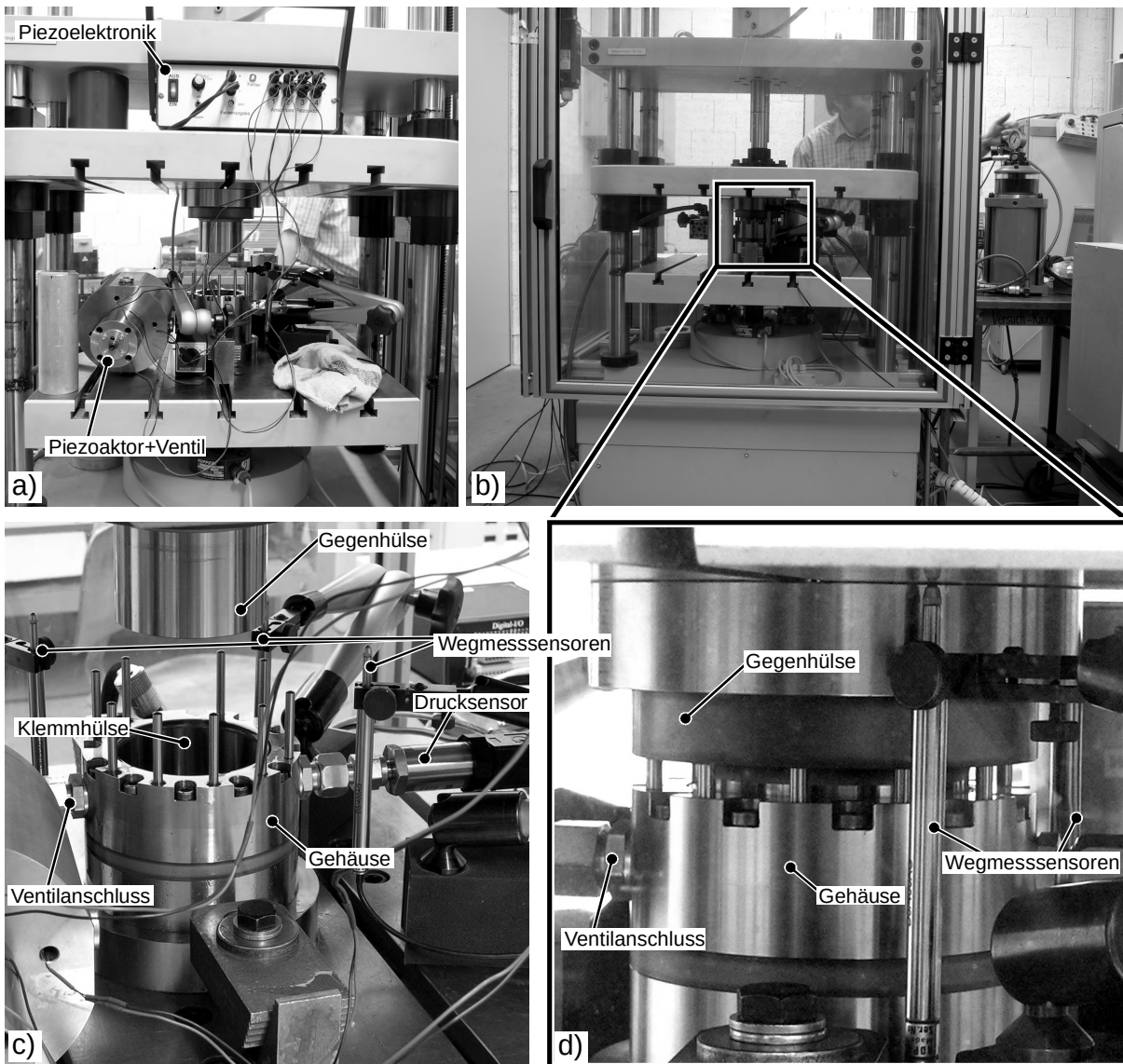


Bild 10.10: a) Axialprüfstand mit ausgefahrener Kupplung und Piezoaktorik, b) Axialprüfstand während der Steifigkeitsmessung, c) Detailansicht bei ausgefahrener Kupplung, d) Detailansicht Kupplung während Steifigkeitsmessung

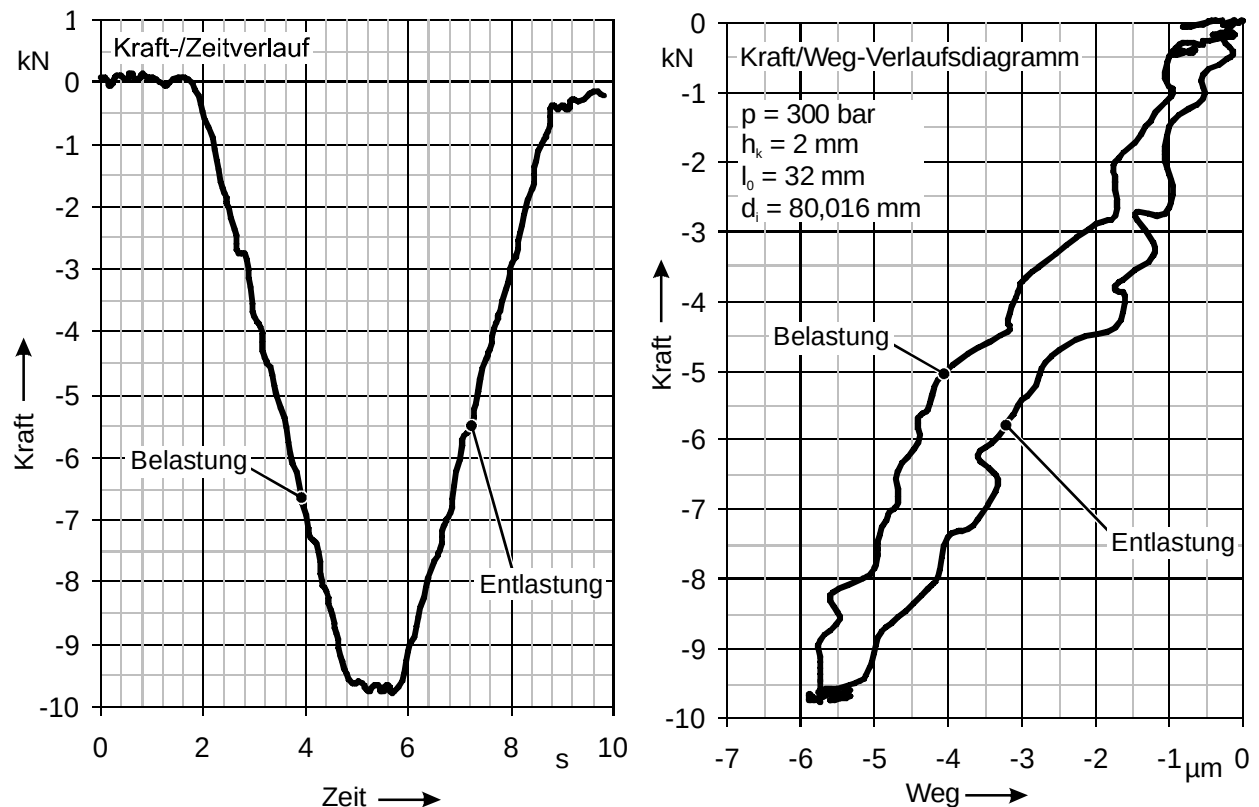


Bild 10.11: Druckkraftprofil (links), Exemplarischer Kraft/Weg-Verlauf bei Druckbelastung (rechts)

Im Versuch werden vier verschiedene Klemmhülsen getestet, die sich in ihrer Wandstärke $h_k = 2 \text{ mm}$ bzw. $h_k = 3 \text{ mm}$ unterscheiden (Tabelle 10.2). Zusätzlich wird der Hydraulikdruck von $p = 300 \text{ bar}$ über 250 bar bis auf 200 bar gesenkt. Dazu werden nicht alle möglichen Kombinationen getestet, sondern der Versuchsumfang mit sinnvoll ausgewählten Kombinationen so klein wie möglich gehalten. Z. B. wurde zu Beginn festgestellt, dass sich kaum Unterschiede zwischen den verschiedenen Wandstärken ergeben, weshalb fast alle Versuche mit den Hülsen $h_k = 2 \text{ mm}$ durchgeführt wurden.

Bild 10.11 (rechts) zeigt exemplarisch den Kraft/Weg-Verlauf bei einer Druckbelastung. Zu erkennen ist die Hysterese, die bei Be- und Entlastung entsteht. Dabei ist aufgrund von Setzeffekten der Kupplung und des Prüfstands die Steifigkeit bei Belastung immer kleiner als bei Entlastung. Deshalb werden im Folgenden nur die Kennlinien bei Belastung dokumentiert. Grundsätzlich sind die berechneten Steifigkeiten aufgrund der Schnittstellen und Anbauteile geringer zu erwarten.

Untersuchte Varianten				Zug			Druck		
Bezeichnung	s/ μm	l_0/mm	h_k/mm	200 bar	250 bar	300 bar	200 bar	250 bar	300 bar
h2_32_8mu	8	32	2	x	x	x	x	x	x
h2_32_15mu	15			x	x	x	x	x	x
h3_32_8mu	8		3	-	-	-	-	-	x
h3_32_15mu	15			-	-	-	-	-	x

Tabelle 10.2: Durchgeführte Steifigkeitsversuche der Kupplung

Zunächst wird mit zwei Klemmhülsen ($h_k = 2 \text{ mm}$) der Unterschied der Steifigkeit bzgl. des Spaltmaßes s bei 250 bar untersucht (vgl. Bild 10.12, links). Dabei ist, wie zu erwarten die Steifigkeit größer, je kleiner das Spaltmaß wird. Die Unterschiede sind aber sehr gering, liegen unterhalb von 10 % und treten bei allen untersuchten Drücken p in gleicher Größenordnung auf. Dieser Effekt lässt sich auf zwei Eigenschaften zurückführen. Bei größer werdendem Spalt s wird die Verformung der Klemmhülse größer, wodurch die Nachgiebigkeit in axialer Richtung größer wird. Zudem wird ein größerer Druck p_{k2} (vgl. Gl. (8.9)) benötigt, um den Spalt bis zur Kontaktfläche zu überwinden. Somit steht zur eigentlichen Pressung zwischen Klemm- und Gegenhülse weniger Druck p_{k1} zur Verfügung. Zudem deuten die nahezu gleichen Verschiebungen bei -6 kN auf tribologische Effekte zwischen den Wirkflächen hin.

Diese tribologischen Effekte im Wirkflächenpaar lassen sich auch bei der Variation des Hydraulikdrucks erkennen (Bild 10.12, rechts). Dabei steigt die Steifigkeit bei höher werdendem Druck geringfügig aufgrund der höheren Pressung in den Wirkflächen. Bis -4 kN liegen die Steifigkeiten bei nahezu 2000 N/ μm . Die Kennlinie wird dann ein wenig flacher. Ab -6 kN Axialkraft unterscheiden sich die Kennlinien ein wenig. Bei ca. -9 kN liegen dann die Unterschiede im einstelligen Prozentbereich. Die flacher werdende Kennlinie ab -4 kN deutet darauf hin, dass unterhalb dieser Kraft tribologische Verschiebungen in der Reibfläche auftreten und somit die Steifigkeit verringern.

Kaum Unterschiede lässt die Variation der Wanddicke h_k erkennen (Bild 10.13, links). Zu erwarten wäre eine höhere Steifigkeit bei größer werdender Wanddicke (vgl. Gl. (8.2)), was aber auch gleichzeitig zu einer geringeren Normalkraft in den Wirkflächen führt (s. o.). Daraus kann folgende Erkenntnis gezogen werden: Die Steifigkeit bei derart hohen Axialkräften und Pressungen ist primär vom Hydraulikdruck bzw. von der Pressung und tribologischen Kenngrößen, wie Schmierfilmdicke, Oberflächenbeschaffenheit zwischen den Wirkflächen, und sekundär von Geometriewerten wie Wanddicke und Spaltmaß abhängig. Bei einem Hydraulikdruck von 300 bar wurde eine Verschie-

bung um $5,5 \mu\text{m}$ bei einer Druckkraft von um $9,8 \text{ kN}$ (vgl. Bild 10.12, rechts) aufgezeichnet, was auf eine Steifigkeit von $C_K = 1800 \text{ N}/\mu\text{m}$ schließen lässt.

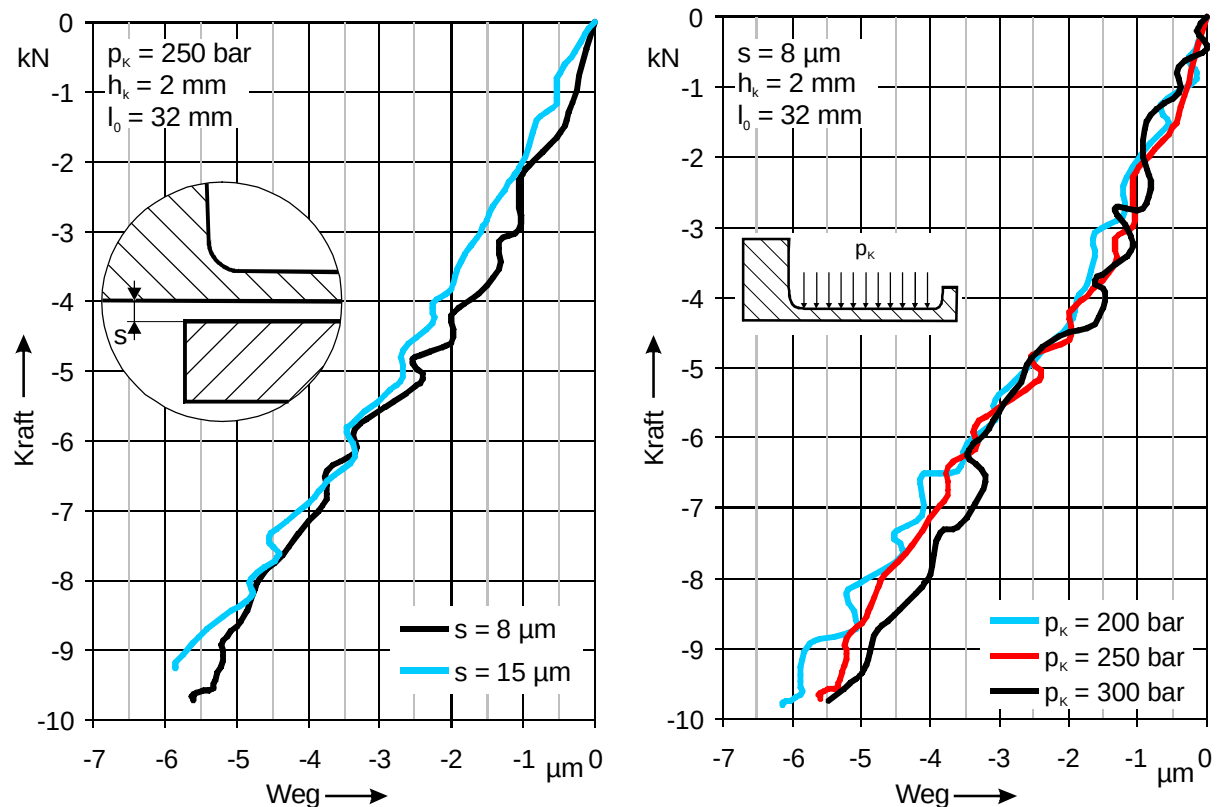


Bild 10.12: Variation von Spalt s (links) und Hydraulikdruck p_K (rechts)

Bei Zugbelastung ist eine geringere Steifigkeit zu erwarten als bei Druckbelastung. Dies liegt zum einen an den Verschraubungen und Aufspannelementen, die sich direkt im Kraftfluss befinden. Zum anderen wird bei Zug die Querkontraktion infolge der Druckbelastung unterstützt. Dies bestätigt auch das in Bild 10.13, rechts dargestellte Ergebnis, exemplarisch an einer Klemmhülse mit 2 mm Wanddicke bei 300 bar Hydraulikdruck. Das Zugkraftprofil sowie der Kraft-/Weg-Verlauf bei Zugbelastung ist analog zu Bild 10.11 anzunehmen. Bei einem Hydraulikdruck von 300 bar wurde eine Verschiebung um $7 \mu\text{m}$ bei einer Zugkraft von $9,8 \text{ kN}$ (vgl. Bild 10.13, rechts) aufgezeichnet, was einer Steifigkeit von $C_K = 1400 \text{ N}/\mu\text{m}$ entspricht.

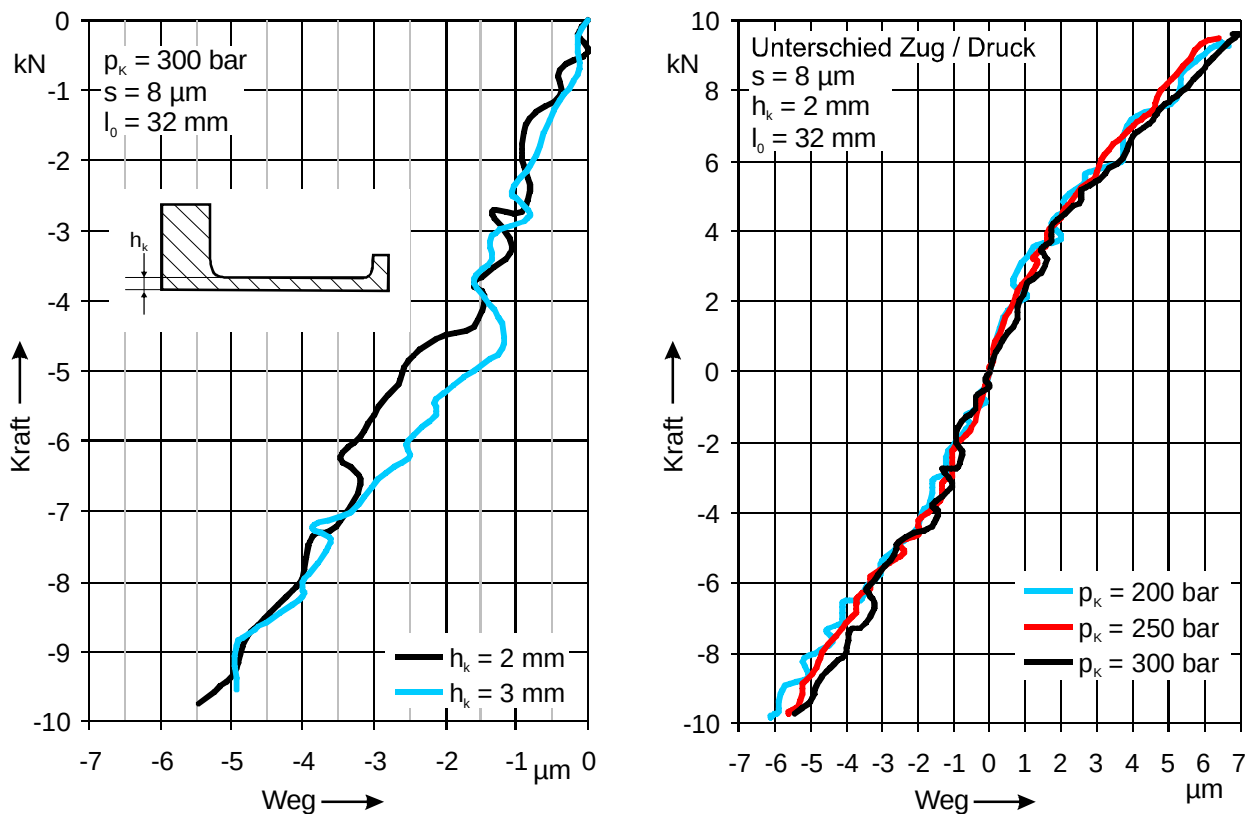


Bild 10.13: Variation von Wanddicke h_k (links), Unterschied Zug/Druck (rechts)

10.5 Reaktionszeit der Kupplung

Die Reaktionszeit der Kupplung t_k ist in Bild 10.14 dargestellt. Dazu wird der Aufbau in Bild 10.10 verwendet. Allerdings wird die Kupplung mit ca. 1,4 kN anstatt mit 10 kN belastet, da bei geringer werdender Axialkraft die Entkopplungszeit grundsätzlich langsamer ist. Der Versuch wird hier mit dem Kobasis-D14-Ventil sowie der zugehörigen Piezoaktorik durchgeführt, das beim Bremssystem die besten Ergebnisse zeigte. Nach Auslösen („Schaltsignal“ bzw. „Ventilsignal“) der Piezoaktorik setzt sich der Ventilschieber zur Öffnung des Ventils in Bewegung und verringert sofort den Hydraulikdruck. Sobald dieser eine notwendige Pressung, die umgerechnet einer Axialkraft von 1,4 kN entspricht, unterschreitet, löst die Kupplung bei einer Reaktionszeit von ca. 3 ms aus (Axialweg Kupplung). Dadurch verringert sich die gemessene Axialkraft im Prüfstand, wodurch dieser sofort abregelt.

Dieser Versuch wurde mit unterschiedlichen Hydraulikdrücken (200 bar, 250 bar, 300 bar), unterschiedlichen Klemmhülsen (siehe Tabelle 10.2) sowie mit schwankenden Axialkräften zwischen 1,4 und 2,5 kN mehrfach durchgeführt. Dabei zeigte sich keinerlei Unterschied in Bezug auf die Klemmhülsenvarianten. Verständlicherweise wird jedoch bei höher werdenden Drücken die benötigte Aktorkraft aufgrund der Reibungseffekte in

den Ventilschieberdichtungen größer, wodurch sich die Schaltzeit minimal verringert. Bei Drücken bis 250 bar waren aber keine Unterschiede messbar.

Alle Reaktionszeiten blieben deutlich unterhalb von 5 ms. Aufgrund dessen, dass kaum Ölvolumen transportiert wird, kann hier auch auf kleinere Ventilgrößen zugegriffen werden, die mitunter in Preis und Reaktionszeit durchaus Vorteile aufweisen können.

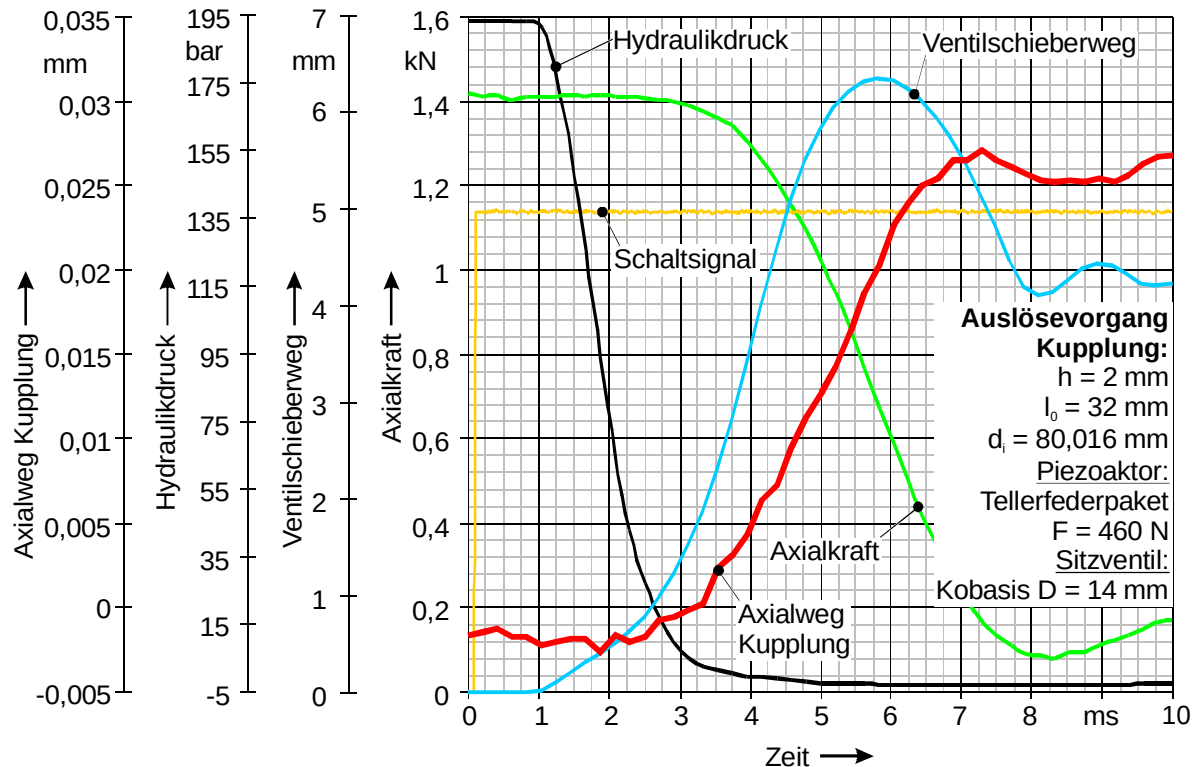


Bild 10.14: Entkopplungszeit mit Piezoventil D14

10.6 Experimentelle Untersuchungen des Gesamtsystems

Die mechanischen Komponenten wurden in die Werkzeugmaschine am WZL der RWTH Aachen eingebaut (Bild 10.17 - Bild 10.20) und getestet. Als Ventilaktorik wurde das Kobasis-D14-Ventil sowie der zugehörigen Piezoaktorik verwendet. An der Fräsmaschine wurden zudem Kraftsensoren an der Werkzeugaufnahme und an der Spindelmutter integriert (vgl. Bild 10.15). Den Hydraulikplan zur Verschaltung der Komponenten zeigt Bild 10.16.

Zunächst wurden Gesamtbremswegmessungen bei verschiedenen Geschwindigkeiten bis max. $v_0 = 10 \text{ m/min}$ (vgl. Kap. 10.6.1) ermittelt. Anschließend wurden Kollisionen mit verschiedenen Geschwindigkeiten bis max. $v_0 = 10 \text{ m/min}$ durchgeführt. Als Kollisionsgegenstand diente eine EAS-Axial Kupplung der Fa. Mayr (vgl. Kap. 10.6.2), die auf 10 kN Axialkraft eingestellt wurde. Als Messtechnik wurde die am WZL vorhandene sowie die interne Messtechnik der Werkzeugmaschine benutzt. Allerdings liegt der

Messfehler bezüglich der Zeitachse bei $\pm 0,5$ ms, da die Frequenz der Messtechnik bei 1 kHz lag.

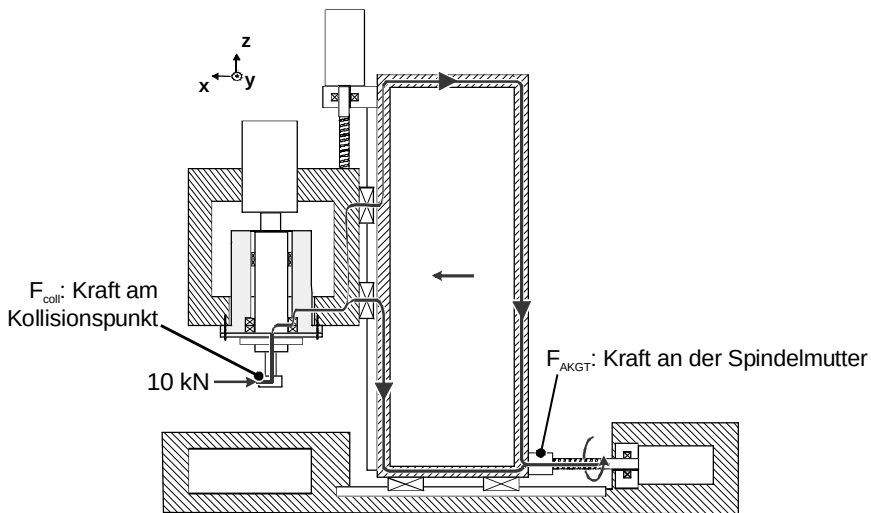


Bild 10.15: Kraftmesspunkte und Kraftfluss bei einer Kollision

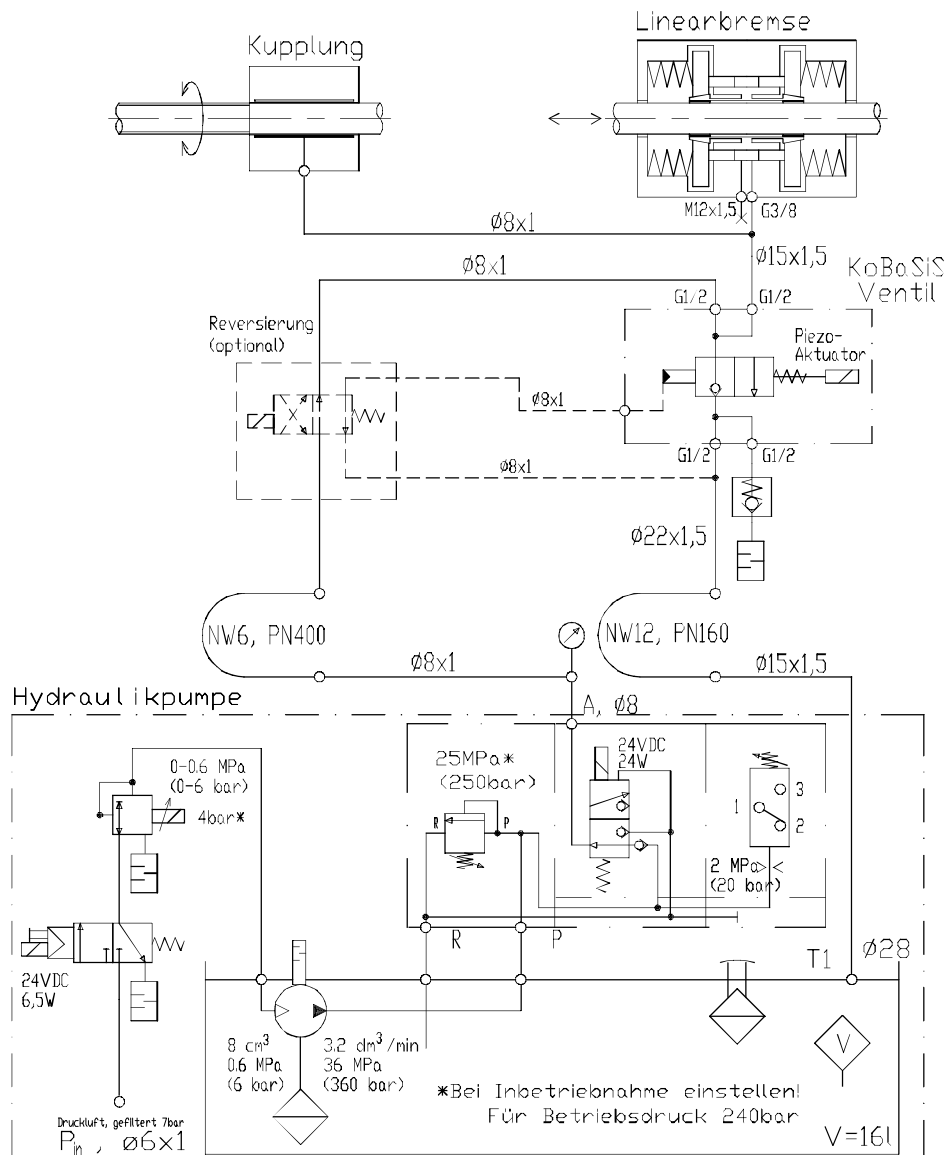


Bild 10.16: Hydraulikplan mit Piezoaktor und Kobasisventil

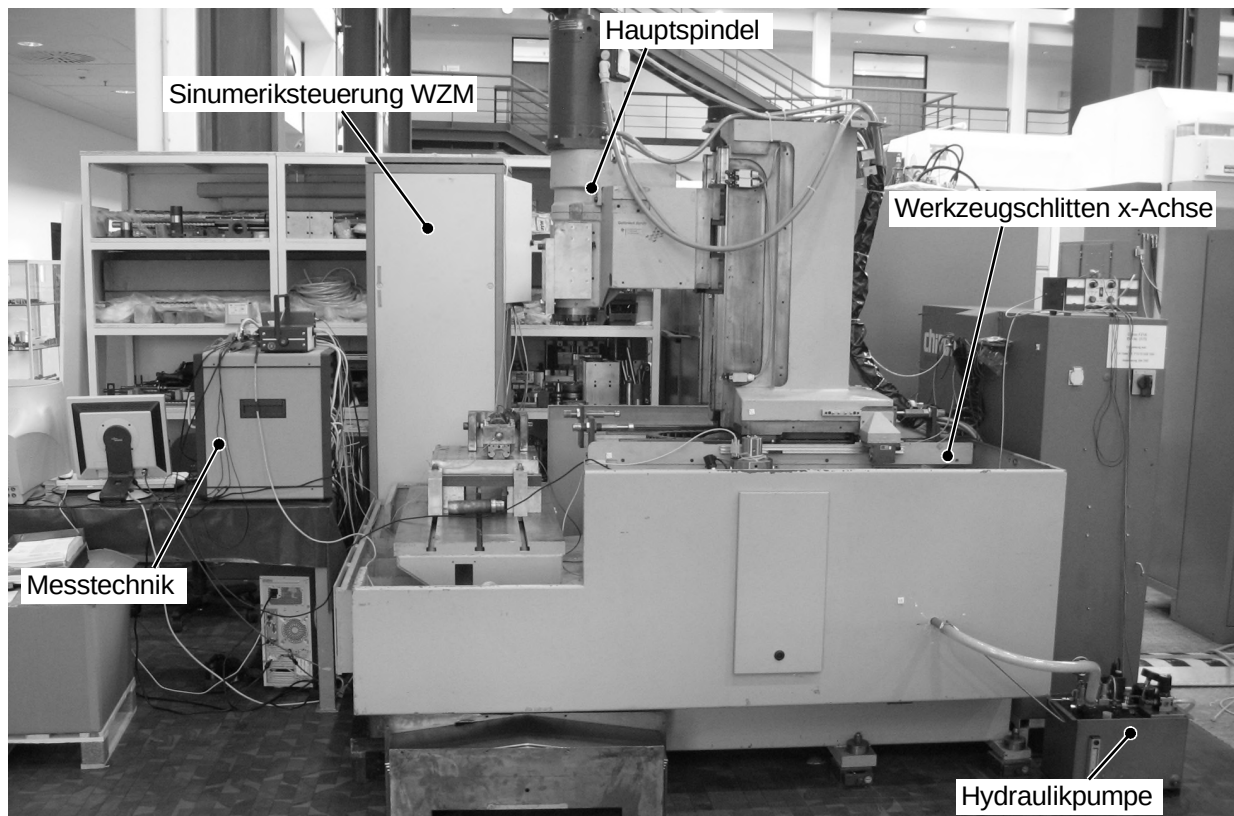


Bild 10.17: Werkzeugmaschine in der Seitenansicht

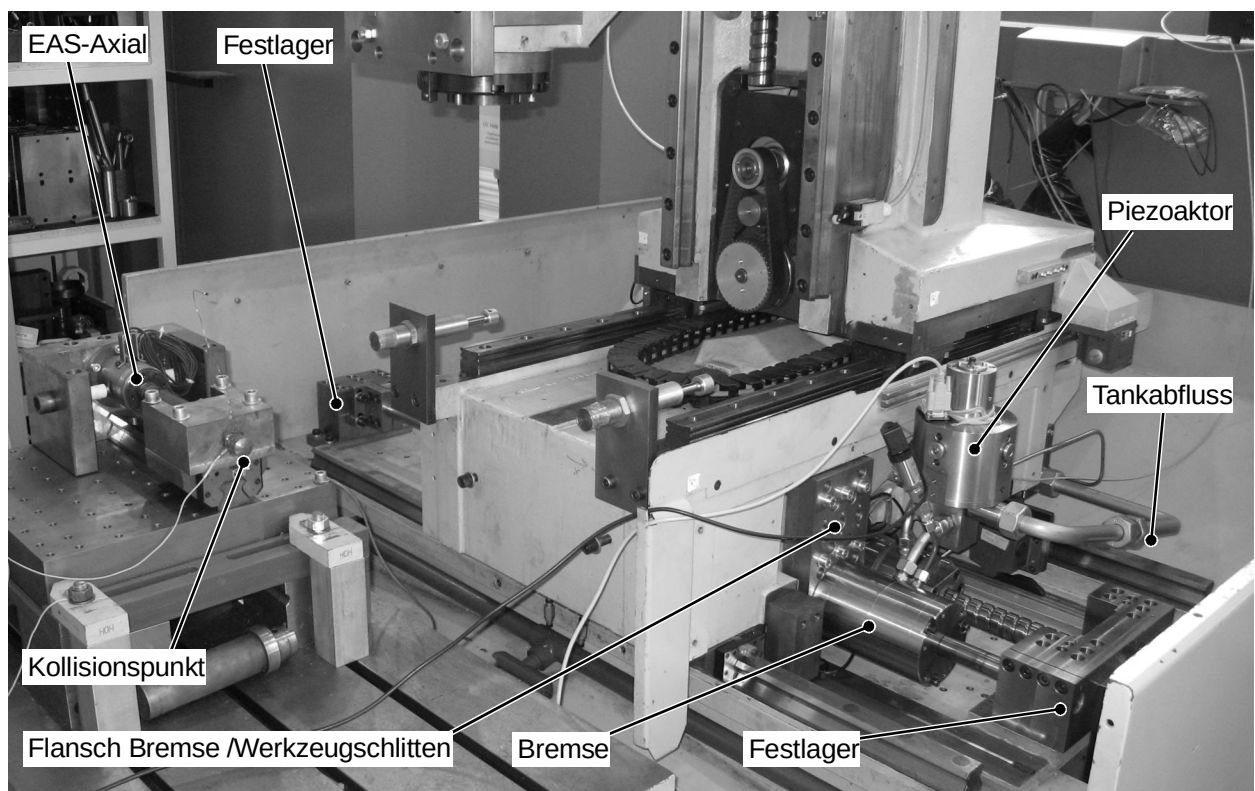


Bild 10.18: Mechanische Komponenten im x-Achsen-Antrieb

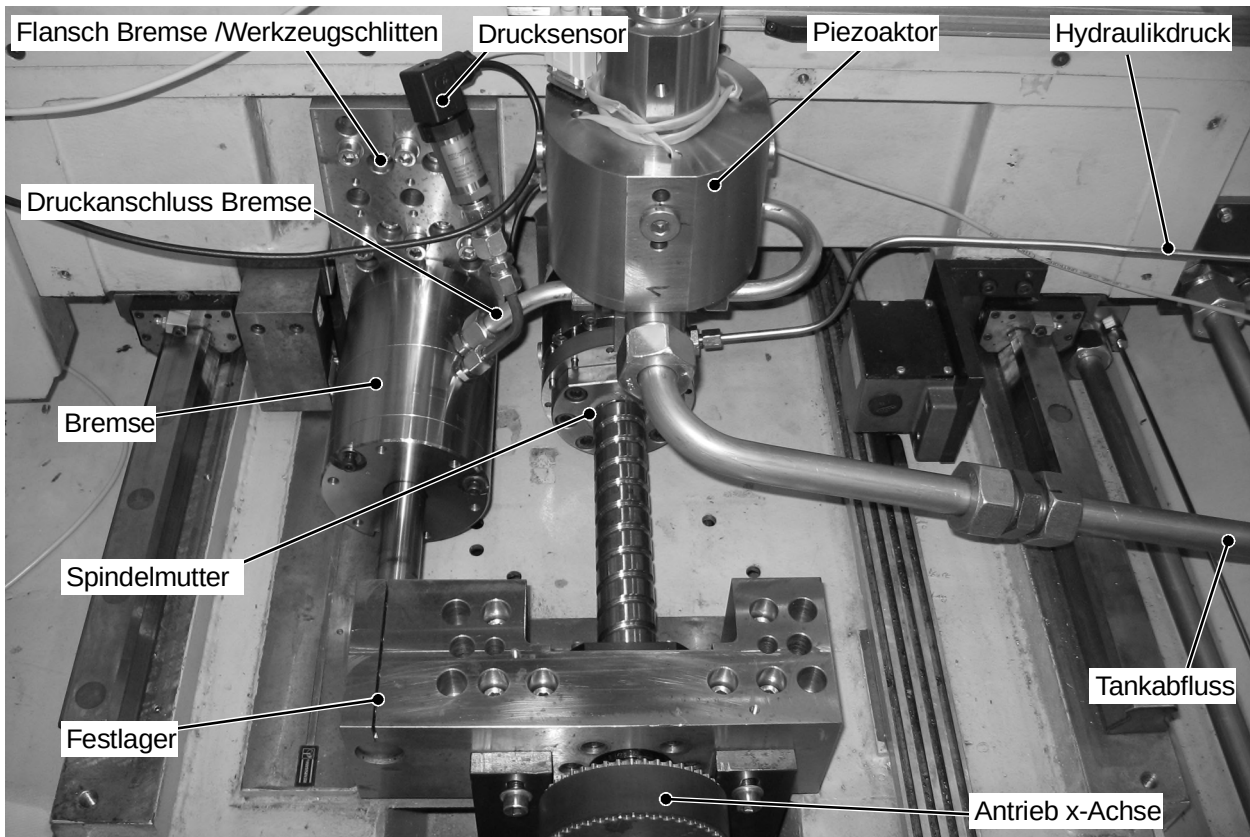


Bild 10.19: Detailansicht der mechanischen Komponenten im x-Achsen-Antrieb

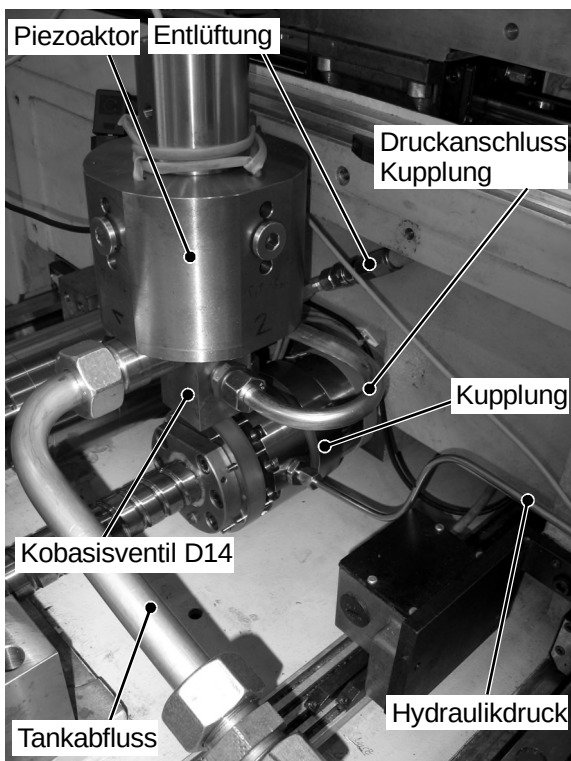


Bild 10.20: Detailansicht des Kobasisventils und der Kupplung im x-Achsen-Antrieb

10.6.1 Ermittlung des Gesamtbremswegs bei $v_0 = 10$ m/min

Zur Ermittlung des Gesamtbremswegs wurden mehrere Versuche bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten von 5, 8 und 10 m/min durchgeführt. Bild 10.21 zeigt exemplarisch dafür den Verlauf des Bremswegs x_{stop} bei der maximalen Geschwindigkeit $v_0 = 10$ m/min sowie des Druckverlaufs. Dabei wird bei Erreichen der Geschwindigkeit die Kupplung ausgelöst und der Bremsvorgang eingeleitet. Das Flag bezeichnet hier das von der Steuerung kommende, digitale Auslösesignal. Wie aus Kap. 10.3 bekannt, liegen die Bremsbeläge bei einem Druck um 50 bar an und beginnen mit dem Bremsvorgang ($\Delta t_{\text{BA}} = 5 \pm 0,5$ ms). Dabei stimmen die in Tabelle 10.1 ermittelten Werte für den Anhalteweg $x_{\text{stop}} \approx 1,4$ mm sowie die Anhaltezeit $t_{\text{stop}} \approx 13$ ms gut mit den Versuchsergebnissen überein. Die fallende Kennlinie des Bremswegs x_{stop} nach 13 ms ist auf elastische Vorgänge beim Bremsvorgang zurückzuführen.

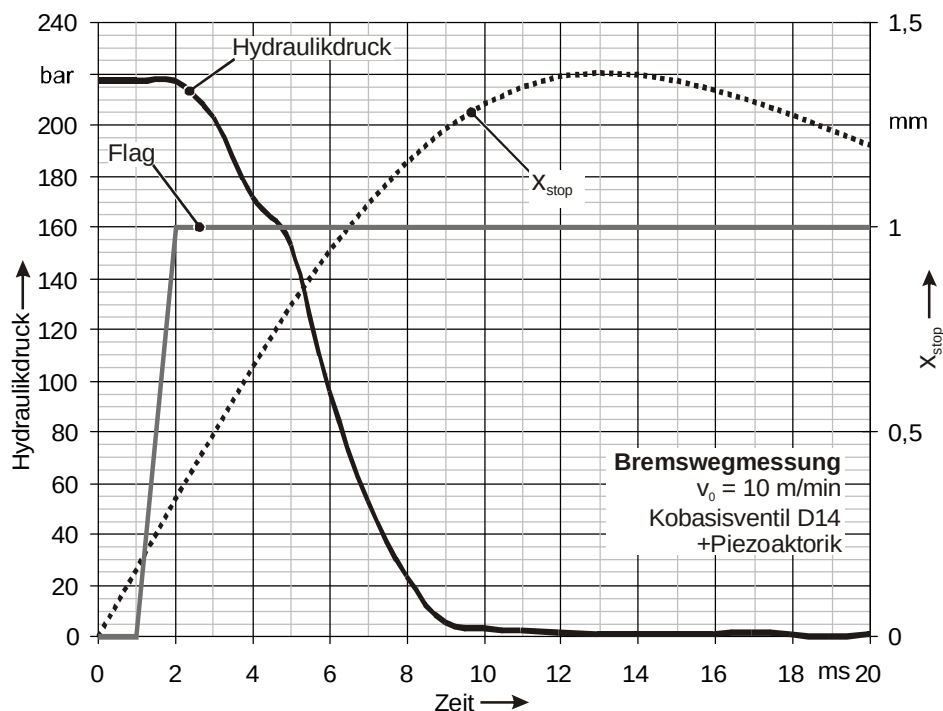


Bild 10.21: Bremswegmessung bei $v_0 = 10$ m/min

Die weiteren Ergebnisse für die Geschwindigkeiten 5 und 8 m/min sind in Tabelle 10.3 dargestellt. Auch hier wurden für jede Geschwindigkeit mehrere Versuche durchgeführt, wobei die Abweichungen der einzelnen Versuchsergebnisse unterhalb von 1 % lagen.

	$v_0 = 5$ m/min	$v_0 = 8$ m/min	$v_0 = 10$ m/min
x_{stop}	0,75 mm	1,0 mm	1,4 mm
t_{stop}	12 ms	12,5 ms	13 ms

Tabelle 10.3: Bremswege und Zeiten bei $v_0 = 5$ m/min, 8 m/min und 10 m/min

10.6.2 Ermittlung der Kollisionskraft bei $v_0 = 10$ m/min

Bild 10.22 zeigt eine Aufzeichnung der Kollisionsmessung bei $v_0 = 10$ m/min. Dabei kollidiert das Werkzeug in x-Achsenrichtung mit einem linearen Kraftbegrenzer EAS-Axial der Fa. Mayr (vgl. Bild 10.18), der auf 10 kN limitiert wurde. Bei Kollisionsbeginn (a) steigt die Kraft am Kollisionspunkt F_{coll} schlagartig an. Bei ca. 120 bar Hydraulikdruck beginnen die Bremsbeläge sich an die Bremsstange anzulegen und verzögern den Werkzeugschlitten. Nach $\Delta t = 5 \pm 1$ ms (Hydraulikdruck ≈ 50 bar) wirkt dann die volle Bremskraft. Die Kollisionskraft-Kennlinie wird flacher (b) und steigt bis max. $F_{\text{coll}} \approx 7,2$ kN an (c). Mit ca. 1 ms Versatz steigt auch die axiale Kraft an der Spindelmutter F_{AKGT} an. Angesichts der deutlich geringen Reaktionszeit der Kupplung (vgl. Bild 10.14), löst diese bei einem Hydraulikdruck ≈ 120 bar früher ab (d) im Vergleich zum Eingriff der Bremse. Aufgrund des Kollisionsgegenstands fällt der Gesamtbremsweg x_{stop} kürzer aus als in Bild 10.21 (e).

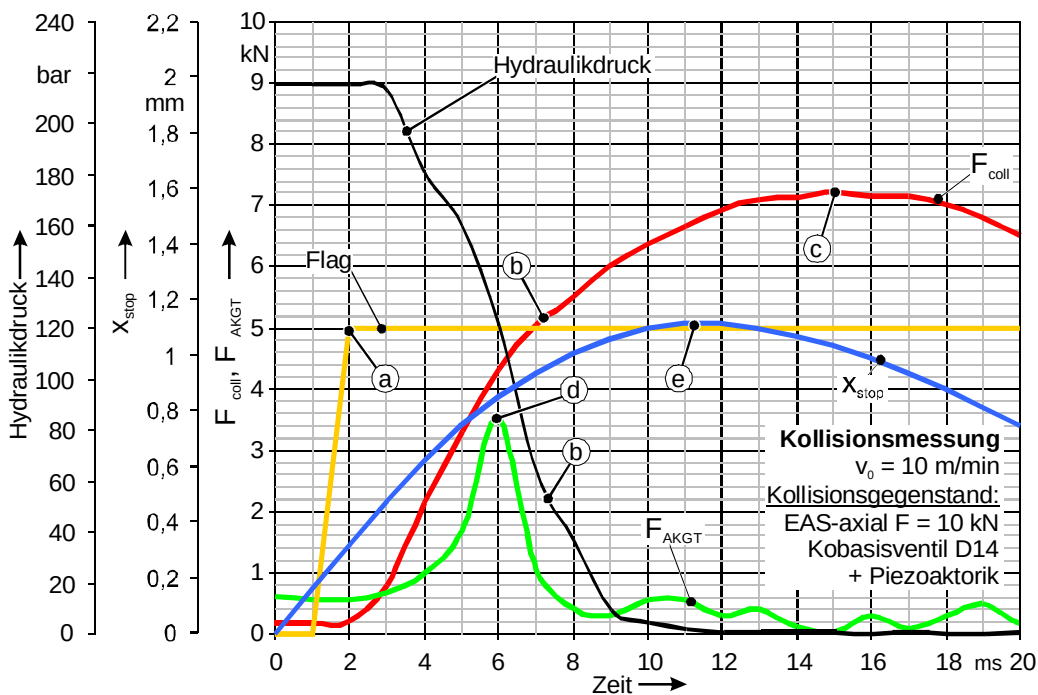


Bild 10.22: Kollisionsmessungen bei $v = 10$ m/min

Im Vergleich dazu steht Bild 10.23, in dem die Versuchsdurchführung bei gleichen Voraussetzungen, jedoch ohne Auslösen der Kupplung bzw. Bremse erfolgte. Allerdings wurde sofort nach Kollisionskontakt (Flag) die Verfahrgeschwindigkeit über die Spindel auf $v_0 = 0$ m/min geregelt und reversiert (Fast-Axis-Stop = FAS). Zu erkennen ist ein deutlicher höherer Kraftanstieg an der Kollisionsstelle als in Bild 10.22. Durch die Nachgiebigkeit der Kupplung knickt die Kurve zunächst ein und steigt dann bis zur

Austrastkraft der EAS-Axial an. Die Kollisionskraft an der Spindelmutter steigt währenddessen bis fast $F_{AKGT\ FAS} = 7\text{ kN}$ an, bis der Antrieb abregelt und gegensteuert.

Eine Kollision ohne den Einsatz des Überlastsicherungssystems, das heißt ohne den Einsatz der Kupplung und Bremse sowie des Fast-Axis-Stops, zeigt Bild 10.24. Im Vergleich zu Bild 10.23 ist ein noch höherer Kraftanstieg am Spindelmutter-Antrieb bis zu 10 kN bei allen Geschwindigkeiten zu erkennen. Der Kraftanstieg ist dabei um 2 ms verzögert.

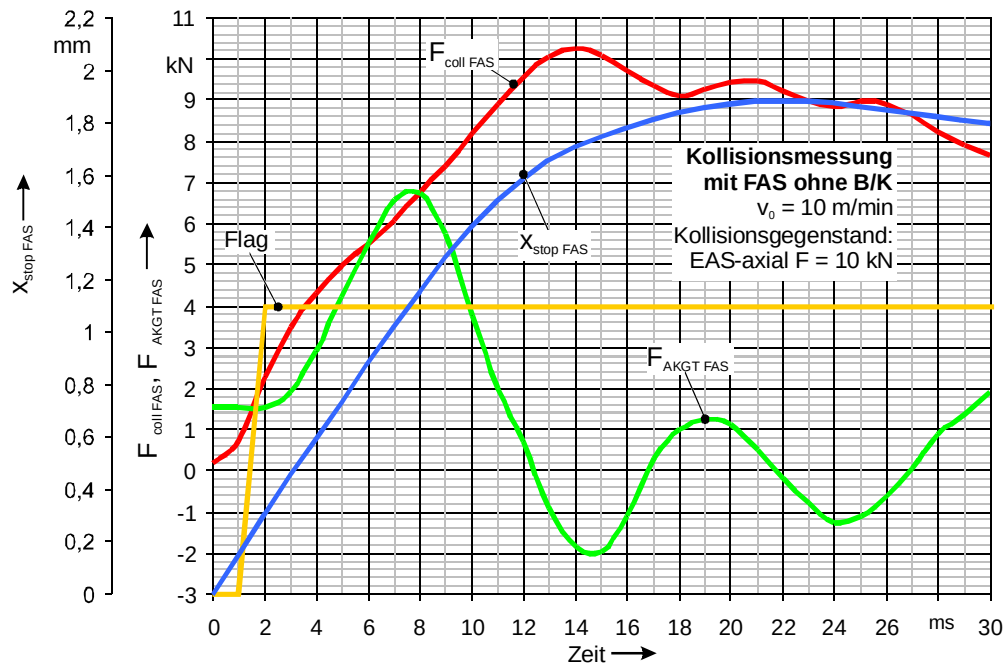


Bild 10.23: Kollisionsmessungen bei $v_0 = 10\text{ m/min}$ mit Fast-Axis-Stop ohne Bremse-Kupplung-System

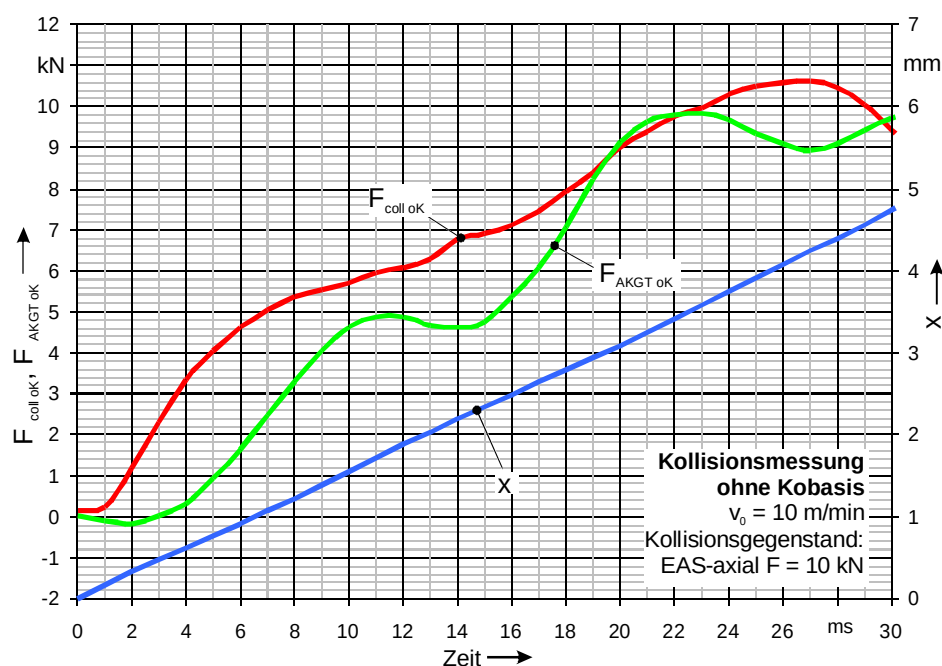


Bild 10.24: Herkömmliche Kollision bei $v_0 = 10\text{ m/min}$ ohne Überlastsicherungssystem

Tabelle 10.4 zeigt die Kollisionsmessversuche zusätzlich für die Geschwindigkeiten 5 und 8 m/min. Es wurden für alle Messungen mehr als 3 Versuche durchgeführt und jeweils die schlechtesten Werte dargestellt.

Zudem sind die Unterschiede der Ergebnisse, vor allem der Kollisionskräfte am KGT F_{AKGT} erkennbar. Die doppelte Verfahrgeschwindigkeit ergibt rund die doppelte Kollisionskraft am KGT (siehe Gl. (3.14)).

	$v_0 = 5 \text{ m/min}$	$v_0 = 8 \text{ m/min}$	$v_0 = 10 \text{ m/min}$
x_{stop}	0,5 mm	0,78 mm	1,2 mm
t_{stop}	10 ms	10 ms	11 ms
F_{coll}	4,4 kN	7 kN	7,2 kN
F_{AKGT}	1,6 kN	3,2 kN	3,4 kN
$x_{\text{stop FAS}}$	0,75 mm	1,4 mm	1,9 mm
$t_{\text{stop FAS}}$	13 ms	16 ms	22 ms
$F_{\text{coll FAS}}$	5,7 kN	9 kN	10 kN
$F_{AKGT FAS}$	3,8 kN	5 kN	6,8 kN

Tabelle 10.4: Ergebnisse der Kollisionsversuche mit und ohne Fast-Axis-Stop

10.6.3 Steifigkeit der Werkzeugmaschine in x-Achsenrichtung

Bild 10.25 zeigt die Nachgiebigkeit der Werkzeugmaschine in x-Richtung ohne die Kupplung. Daraus lässt sich eine Steifigkeit von ca. 8 N/ μm berechnen. Übliche Steifigkeiten von Chrion-Maschinen liegen im Bereich von $C_{\text{Werkzeugmaschine}} = 14 \text{ N}/\mu\text{m}$. Die Differenz lässt sich aus den zusätzlichen Aufbauten am Werkzeuggestisch erklären, die dem WZL zur Auslösung des Fast-Axis-Stops und somit für die anderen Versuche dienen.

Bei einer Kupplungssteifigkeit von $C_K = 1400 \text{ N}/\mu\text{m}$ kann mit Gl. (10.1) eine Gesamtsteifigkeit $C_{\text{ges}} = 13,86 \text{ N}/\mu\text{m}$ berechnet werden. Eine geforderte Kupplungssteifigkeit von $C_K = 2000 \text{ N}/\mu\text{m}$ führt zu einer Gesamtsteifigkeit $C_{\text{ges}} = 13,9 \text{ N}/\mu\text{m}$. Die Unterschiede sind nicht messbar.

$$\frac{1}{C_{\text{ges}}} = \frac{1}{C_K} + \frac{1}{C_{\text{Werkzeugmaschine}}} \quad (10.1)$$

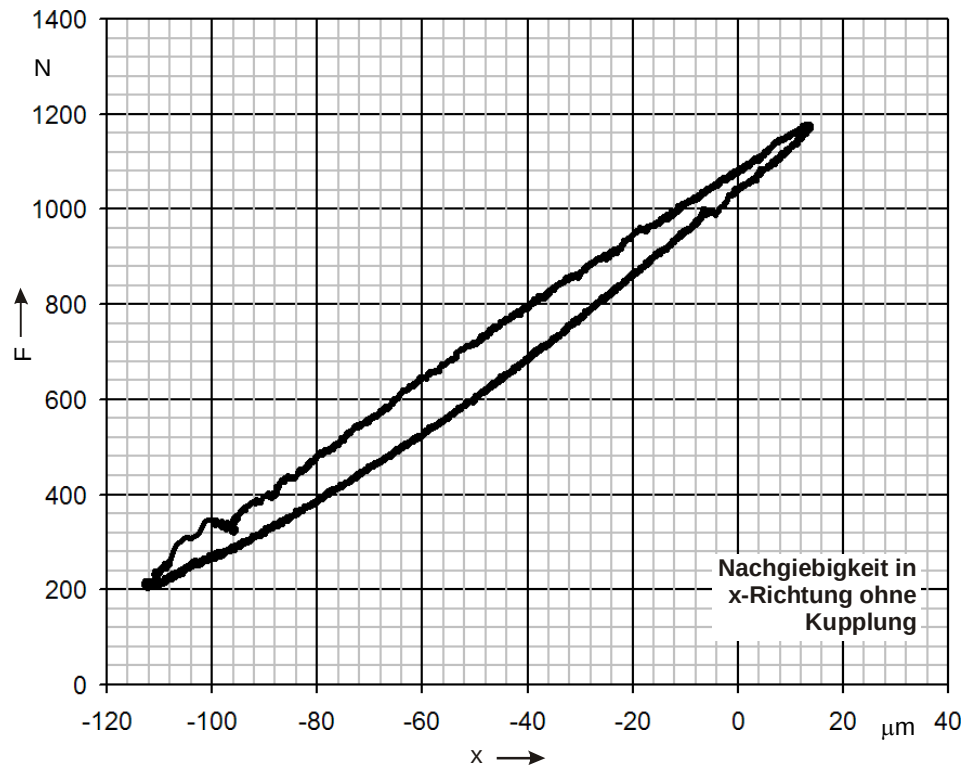


Bild 10.25: Nachgiebigkeit der Werkzeugmaschine in x-Richtung

10.7 Diskussion der Ergebnisse

Tabelle 10.5 zeigt die Gegenüberstellung der wichtigsten Anforderungen mit den Versuchsergebnissen. Dabei gilt die komplette Erfüllung der Anforderungen für t_k , t_B , t_K (Gesamtsystem), F_B und x_{stop} . Die Anforderungen für die Reaktionszeit der Bremse im Gesamtsystem t_B und für die Steifigkeit der Kupplung C_K wurden nur teilweise erreicht. Wie aus Kap. 10.6.1 bekannt, beträgt $\Delta t = t_B = 5 \pm 0,5 \text{ ms}$. Im Vergleich zur Einzelmessung der Bremsreaktionszeiten (Kap. 10.3) ist diese um 0 -1 ms langsamer, was auf das zusätzliche Ölvolumen zur Ansteuerung der Kupplung zurückzuführen ist. Der berechnete Anhalteweg $x_{\text{stop}} \approx 1,4 \text{ mm}$ wird trotzdem erreicht, was auf einen während des Bremsvorgangs veränderlichen Reibbeiwert μ schließen lässt.

Durch den schnellen Stopp der Bremse bei einer Verfahrgeschwindigkeit von 10 m/min konnten bei einer Kollision gegen die Überlastkupplung EAS-Axial der Fa. Mayr die Kollisionskräfte am Kollisionspunkt um 30 % verringert werden. Aufgrund der schnellen Abkopplung des Spindelmutter-Antriebs wurde sogar eine Verringerung der Kollisionskräfte am Kugelgewindetrieb von 50 % erreicht. Diese Ergebnisse stehen im Vergleich zu einer Kollision ohne Auslösen der Bremse bzw. Kupplung.

Die geforderte Steifigkeit der Kupplung $C_K \approx 2000 \text{ N}/\mu\text{m}$ wurde in den Versuchen um 20% unterschritten (Kap. 10.4). Bei Hydraulikdrücken um 300 bar ist dabei eine höhere

Steifigkeit zu erkennen als bei Drücken um 200 bar. Vor allem zu Beginn bis zu Axialkräften um 4 kN war die Steifigkeit höher (1800 N/ μ m) als zwischen 4 und 10 kN (1400 N/ μ m). D. h., dass ab Kräften von 4 kN geringfügige Verschiebungen stattfinden, die die Steifigkeit mindern. Der Steifigkeitsunterschied bei verschiedenen Drücken lässt deshalb auf den Einfluss der Haftreibzonenlänge schließen. Je länger sich diese ausbildet, desto größer werden die Steifigkeiten. Dies kann entweder durch Erhöhung des Hydraulikdrucks, Verlängerung der Drucknutlänge oder Verringerung der Drucknutwandstärke geschehen. Allerdings liegen diese Steifigkeitswerte auf einem sehr hohen Niveau und sind derzeit von keiner verfügbaren Linearkupplung erreicht worden. Eine Verringerung der Gesamtsteifigkeit der Werkzeugmaschine in x-Richtung ist nicht zu erkennen, da, wie in Kap. 10.6.3 gezeigt, die Nachgiebigkeiten der Werkzeugmaschine im Vergleich zur Kupplung sehr groß sind.

Im Vergleich zu Kap. 8.2, in dem die axiale Nachgiebigkeit der Kupplung mit der FE-Methode berechnet wurde, ist jedoch festzuhalten, dass infolge der tribologischen Eigenschaften, wie Schmierfilmdicke, Oberflächenbeschaffenheit etc., die errechneten theoretischen Steifigkeitswerte nicht erreicht werden konnten.

Anforderung (vgl. Kap. 3.2):	Erfüllung:
Reaktionszeit der Kupplung $t_K < 5$ ms:	$t_K = 3$ ms $\rightarrow \checkmark^9$ (Kap. 10.5)
Reaktionszeit der Bremse $t_B < 5$ ms:	$t_B = 4,5$ ms $\rightarrow \checkmark$ (Kap. 10.3)
Reaktionszeit der Kupplung $t_K < 5$ ms im Gesamtsystem:	$t_K = 4$ ms $\rightarrow \checkmark$ (Kap. 10.6.2)
Reaktionszeit der Bremse $t_B < 5$ ms im Gesamtsystem:	$t_B = 5,5$ ms $\rightarrow \checkmark/\times$ (Kap. 10.6.1), - 10%
Axialsteifigkeit der Kupplung $C_K \approx 2000$ N/ μ m:	$C_K \approx 1400$ N/ μ m $\rightarrow \checkmark/\times$ (Kap. 10.4), - 20%
Bremskraft $F_B > 16$ kN:	$F_B = 16$ kN $\rightarrow \checkmark$ (Kap. 10.2)
Gesamtbremsweg bei $v_0 = 10$ m/min $x_{\text{stop}} < 1,7$ mm:	$x_{\text{stop}} = 1,4$ mm $\rightarrow \checkmark$ (Kap. 10.6.2)

Tabelle 10.5: Gegenüberstellung der Anforderungen mit den Ergebnissen

⁹ $\checkmark$ = Anforderung erfüllt, $\checkmark/\times$ = Anforderung teilweise erfüllt

11 Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit wurde eine schnell schaltende Bremse und Kupplung für Linearbewegungen entwickelt und am Beispiel eines Überlastsicherungssystems für Werkzeugmaschinen mit Spindelmutter-Antrieben erfolgreich getestet. Dieses Überlastsicherungssystem beruht auf einem kontakterkennungsbasierten Ansatz, bei dem Kollisionen schneller als bei herkömmlichen Schutzsystemen erkannt und demzufolge Maßnahmen eingeleitet werden, um bleibende Schäden an Werkzeugmaschinen zu verringern bzw. zu vermeiden. Bei der Kollision mit hohen Vorschubgeschwindigkeiten über 8 m/min gibt die Steuerung dazu ein Signal an die Bremse bzw. Kupplung weiter. Das schnell schaltende Bremssystem schützt vor allem den Spindelkasten inkl. Hauptspindel, indem die Überlast vom Bremssystem aufgenommen wird und bleibende Verformungen verhindert werden. Zudem trennt die Kupplung den Kraftfluss zwischen Spindelmutter und Werkzeugschlitten und schützt somit den kompletten Antriebsstrang. Durch den Einsatz des Bremssystems konnte bei einer Verfahrgeschwindigkeit von 10 m/min die Kollisionskraft am Kollisionspunkt um 30 % verringert werden. Aufgrund der schnellen Abkopplung des Spindelmutter-Antriebs wurde sogar eine Verringerung der Kollisionskräfte am Kugelgewindetrieb von 50 % erreicht. Dabei kollidierte das Werkzeug mit einem linearen Kraftbegrenzer, der auf eine Axialkraft von 10 kN eingestellt war. Die Steifigkeitsverringerung der Werkzeugmaschine in Bearbeitungsrichtung war durch die Integration der Kupplung vernachlässigbar.

Die Kupplung nutzt dazu als Wirkprinzip einen hydraulischen Pressverband zur Aufbringung einer reibschlüssigen Verbindungsart zwischen Werkzeugschlitten und Spindelmutter. Dadurch war es möglich, eine hohe Kraft von $> 10 \text{ kN}$ bei einer Axialsteifigkeit von bis zu $2000 \text{ N}/\mu\text{m}$ zu übertragen und gleichzeitig den Kraftfluss schnellstmöglich zu trennen. Die Bremse beruht dagegen auf einem reibschlüssigen Prinzip mit einer Kraftverstärkung über Keile und wird über Hydraulik gelüftet. Dabei konnten Bremskräfte von bis zu 18 kN erreicht werden. Die Kernkomponente bildet ein hydraulisches Sitzventil mit Volumenströmen über 90 l/min, das für benötigte Drücke von bis zu 250 bar ausgelegt ist und durch eine extrem schnelle Aktorik geöffnet wird. Diese Aktorik basiert auf Piezotechnik und ermöglicht die Aufbringung einer Kraft von bis zu 425 N in einer Stellzeit von unter 3 ms bei einem Stellweg von 4 mm. Dazu wird ein Energiespeicher in Form von Tellerfedern genutzt, der durch Piezoaktoren mit einer reibschlüssigen Klemmverbindung fixiert und schnellstmöglich ausgelöst wird. Das

Reversieren kann dabei von Hand oder automatisiert geschehen. Durch den Einsatz dieser Aktorik als Betätigungseinheit wurde ein schnell schaltendes Ventil geschaffen, das bisherige Anforderungen marktgängiger Ventile übertrifft. Aufgrund dieses schnell schaltenden Ventils war es möglich, die bewegten Massen der Werkzeugmaschine von ca. 1000 kg bei einer Geschwindigkeit von 10 m/min innerhalb eines Weges von 1,4 mm in einer Zeit von ca. 13 ms abzubremsen. Heute gängige Bremssysteme weisen bei gleicher Bremskraft von ca. 16 kN Ansprechzeiten im Sonderfall von 30 ms auf (vgl. Kap. 4.1). Dies würde bei ähnlichen Randbedingungen zu einem Bremsweg von ca. 6 mm führen.

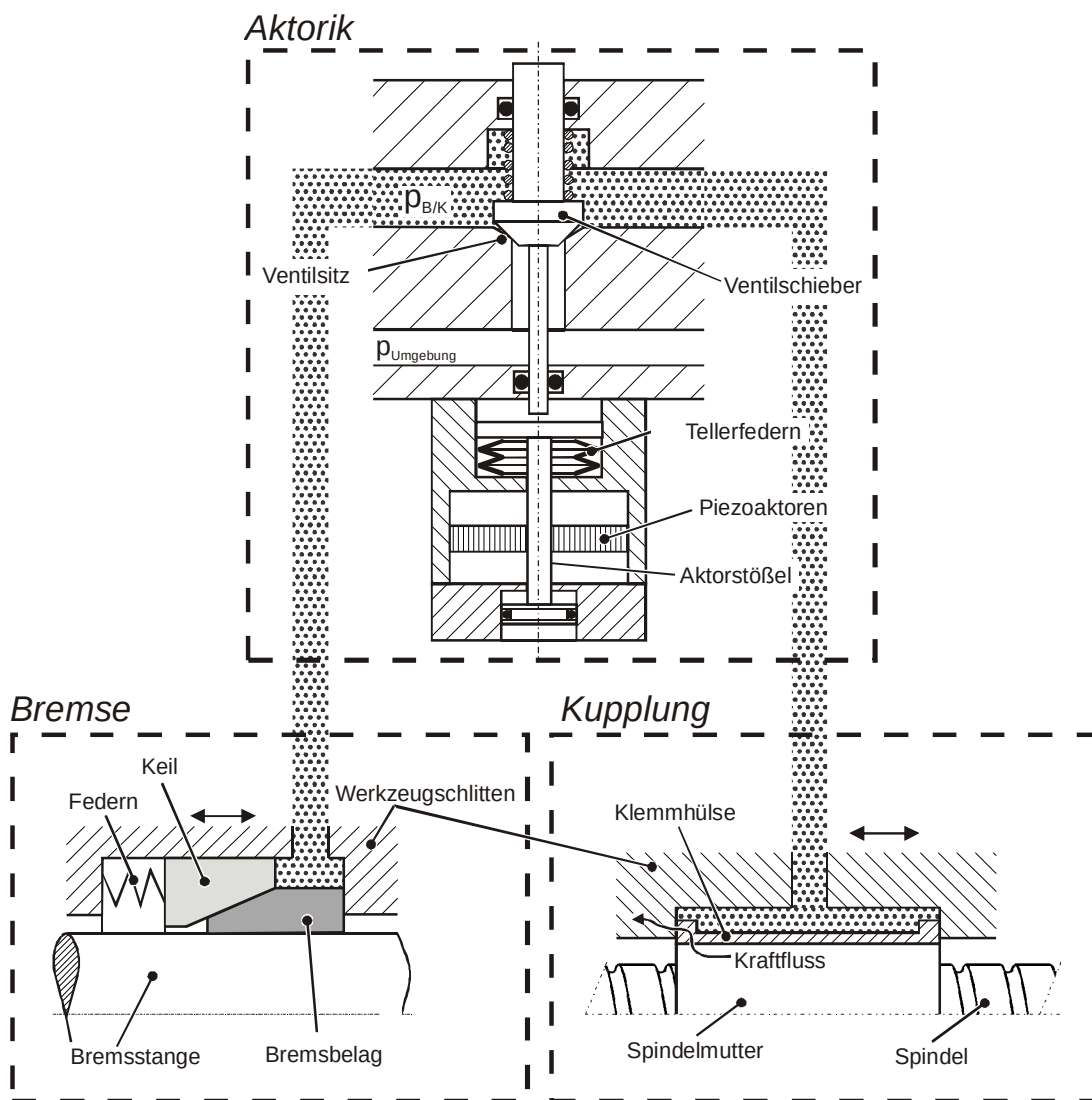


Bild 11.1: Prinzipbild des Bremse-Kupplung-Systems

Zudem wurde eine Hubmagnetaktorik entwickelt, die bei einem Stellweg von 4 mm eine Stellzeit von 3,5 ms bei einer Kraft von 260 N erreicht und im Vergleich zur Piezoaktorik durch den standardisierten Hubmagneten um ein Vielfaches billiger ist. Die

Piezotechnik zeigt jedoch großes Potenzial auf und kann in naher Zukunft durch den immer häufigeren Einsatz kostengünstiger hergestellt werden.

Grundsätzlich ist festzuhalten, dass nach zahlreichen Gesprächen mit Anwendern und Herstellern von Werkzeugmaschinen der Großteil der Kollisionen beim Einfahren bis max. 10 m/min geschehen. In diesen Geschwindigkeitsbereichen kann das hier entwickelte Bremse-Kupplung-System vollständig entstehende Schäden verhindern. Bei Geschwindigkeiten über 60 m/min muss eine neue Betrachtung erfolgen, wie Kollisionsschäden verringert werden können. Damit stellen sich zahlreiche Fragestellungen, welche die Basis für weitere Forschungsansätze bilden.

12 Ausblick

Vielfältige Entwicklungsmöglichkeiten stecken zudem in den Einzelkomponenten des hier entwickelten Bremse-Kupplung-Systems. Dies betrifft vor allem die Aktorik zur Schaltung des Ventils. So werden dazu Piezoaktoren benutzt, die den mit Tellerfedern gespannten Betätigungsstößel festklemmen (vgl. Bild 11.1). Diese Klemmverbindung kann dabei beispielsweise auf eine andere Art und Weise erfolgen oder die Anzahl der Piezoaktoren sowie die Kraftangriffe variiert und optimiert werden. Dies kann Vorteile im Bauraum und in der Erhöhung der Lebensdauer der Piezoaktoren haben. Piezoaktoren werden dabei in Zukunft noch leistungsfähiger und eröffnen somit ein größeres Einsatzgebiet. Damit kann z. B. die Kraftaufbringung zur Betätigung der Brems- und Kupplungsprinzipien durch Piezoaktoren erfolgen, die im Vergleich zur Hydraulik noch schneller reagieren und mit weniger Peripherie und ohne Druckanschluss auskommen.

Die Auswahl einer passenden Aktorik für den Einsatz in der vorliegenden Arbeit bereite te dabei zunächst Schwierigkeiten aufgrund der fast unüberschaubaren Anzahl von Stellgliedern, keiner aktuellen Normung sowie stark unterschiedlichen Angaben in der Fachliteratur. Ein wesentlicher Nachteil besteht auch darin, dass Konstruktionskataloge für Aktoren nicht verfügbar sind. Dabei könnten gerade diese den Konstruktionsprozess bei der Lösungsfindung erleichtern. Hier kann vor allem auf die Aspekte Stellzeit, Stellweg und Stellkraft eingegangen werden unter Berücksichtigung von Faktoren wie Baugröße, Entwicklungsstand und Kosten.

Doch nicht nur als Betätigungseinheit in der Ventiltechnik kann diese Aktorik eingesetzt werden, sondern auch im Bereich des Kraftfahrzeugbaus. Dort zeigen passive Sicherheitssysteme wie Gurtstraffer, Überrollschutz, crashaktive Kopfstützen oder pop-up-Motorhauben Schwächen in Bezug auf Reaktionszeiten und die Reversierbarkeit. Die bisher verwendeten pyrotechnischen oder elektromagnetischen Auslöser, die entweder nur für den einmaligen Einsatz konzipiert oder nicht schnell und somit nicht effektiv genug sind, können durch bessere Aktoriken ersetzt werden. Auch das schnellstmögliche Unterbrechen von Kraftstoffleitungen im Sicherheitsfall kann schwere Schäden an Mensch und Maschine verhindern. Weitere Anwendungsgebiete sind sicherlich auch in Systemen zu erkennen, in denen schnelle Schaltvorgänge gefordert sind. Zu nennen ist dabei der Kupplungs- und Getriebebau in Fahrzeugen, wo Totzeiten zwischen den Schaltvorgängen minimiert werden müssen, oder die Prüfstandstechnik, in der Prinzipien zum schnellen Umsteuern von Vorgängen notwendig ist. Analogien dazu gibt es

auch in der Produktions- und Automatisierungstechnik zum Erhöhen der Taktzeiten, wo Abläufe verkürzt und somit Kosten gespart werden können [BEINEKE07, S. 38–40; MOOG05, S. 24–25].

Weitere grundlegende Untersuchungen sind auch in der hier entwickelten Kupplung zu sehen. Die Entwicklung der Kupplung basierte in der vorliegenden Arbeit größtenteils auf FE-Analysen hauptsächlich zur Optimierung der Axialsteifigkeit, die in den Versuchen um rund 20% unterschritten wurde. Die Steifigkeitskennlinien der Kupplung im Einzeltest zeigten, dass Gründe dafür in den Wirkflächen der Kupplung vielmehr der Länge der Haftreibzone liegen und dort bei größeren Kräften Reibbewegungen stattfinden. Eine verbesserte Simulation von tribologischen Eigenschaften wie Schmierfilmdicke und Oberflächenbeschaffenheiten kann diesen Prozess verbessern.

Weiterhin bieten sich grundlegende Ansatzpunkte zur Untersuchung bei Kollisionsgeschwindigkeiten über 10 m/min, da übliche Verfahrgeschwindigkeiten bei 60 m/min liegen, in hochmodernen Fräsmaschinen sogar 120 m/min erreichen. Untersuchungen, inwieweit eine schnell schaltende Bremse bzw. Kupplung die auftretenden Kollisionskräfte bei einem Crash dabei noch verringern könnte, wurden nicht durchgeführt. Dabei muss die Ansprechzeit noch weiter verkürzt sowie die Bremskraft gesteigert werden. Dies ist nur durch einen Mehraufwand an Kosten möglich. Die Entleerzeit der Bremse kann ausschließlich durch eine weitere Verringerung des ausströmenden Ölvolumens mithilfe einer Drucksteigerung auf über 300 bar erreicht werden. Zudem kann die Reaktionszeit der Piezoaktorik durch den Austausch einer schnelleren Elektronik verkürzt werden. Nach den zahlreichen Versuchen ist allerdings eine Verkürzung der Ansprechzeit des Bremssystems auf unter 3 ms unwahrscheinlich.

Die Bremskraft kann einzig durch den Einsatz mehrerer Bremsmodule gesteigert werden, da die Flächenpressung in den Reibbelägen der einzelnen Module an ihre physikalischen Grenzen stößt. Wird ein ausreichender Bremsweg von $x_{\text{stop}} = 2 \text{ mm}$ festgelegt, können abhängig von der Anzahl integrierter Bremsmodule höhere Verfahrgeschwindigkeiten $> 10 \text{ m/min}$ abgebremst werden, innerhalb deren keine Schäden auftreten (Bild 12.1).

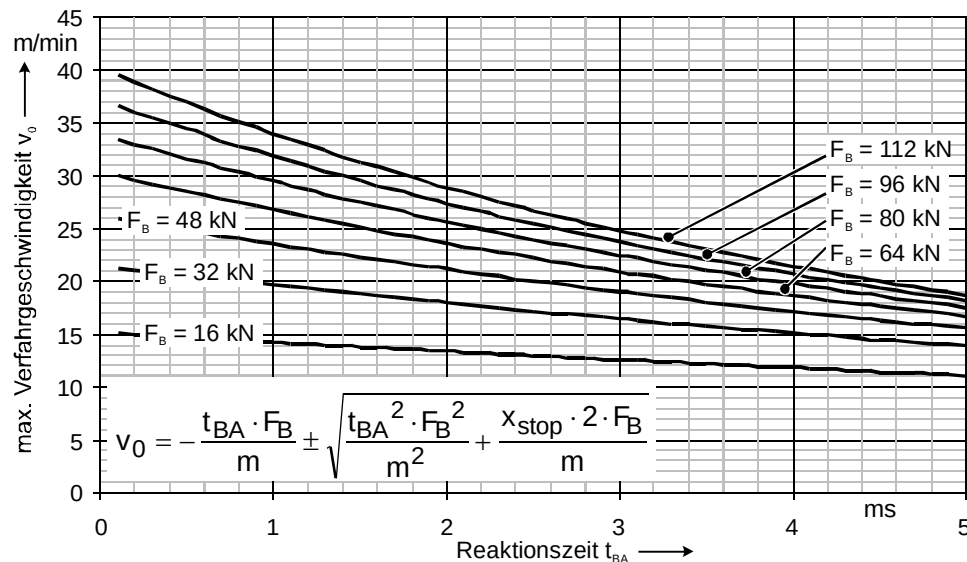


Bild 12.1: Mögliche Verfahrgeschwindigkeit / Reaktion abhängig der Bremskraft

Bei einer Ansprechzeit $t_{BA} = 3$ ms des Bremssystems kombiniert mit der Bremskraft von 96 kN, die über 6 Bremsmodule auf zwei separaten Bremsstangen aufgebracht sind, könnte eine Verfahrgeschwindigkeit von rund 24 m/min sicher abgebremst werden.

Wird die Ansprechzeit durch neue, weiterentwickelte Prinzipien künftig verkürzt oder die Bremskraft gesteigert, sind die damit verbundenen Verzögerungen auf die linear bewegten Massen nicht zu unterschätzen. Bei einer Geschwindigkeit von 60 m/min entstehen beispielsweise bei gleichgroßem Bremsweg 36-fach höhere Beschleunigungen als bei 10 m/min, die damit Schlitten und Führungen beschädigen.

Die vorliegende Bremse bzw. Kupplung findet ihre Anwendung vorerst in Werkzeugmaschinen mit Spindelmutter-Antrieben. Die Einsatzgebiete der Sicherheitskomponenten liegen jedoch überall dort, wo Spindelmutterantriebe und linear bewegte Massen zum Einsatz kommen. Sicherheitskupplungen werden in vielen Varianten als standardisiertes Maschinenelement sowohl als Wellen- als auch als Flanschkupplung angeboten. Eine aktiv schaltende Sicherheitskupplung kann dabei ein bestehendes Produktprogramm aus unterschiedlichen Kupplungsbauarten und Baugrößen profitabel erweitern. Dies betrifft auch die Maschinenelemente der Sicherheitsbremsen. Je schneller Sicherheitsbremsen bewegte Massen zum Stehen bringen, desto schneller können Personen aber auch Maschinenkomponenten geschützt [TOOTEN06, S. 38–42; KUX07, S. 44–45; BESTLE05, S. 14–16; SCHMIDT07] und somit die Kosten durch Kollisionen verringert werden.

Literatur

- [MANNESMANN06]: N. N. ; A.Mannesmann (Hg.): Datenblatt Kugelgewindetriebe mit angetriebener Spindel, 2006.
- [AL-WAHAB04]: Al-Wahab, Muhammed A.: Neue Aktorsysteme auf Basis strukturierter Piezokeramik. Magdeburg, Otto-von-Guericke-Universität, Dissertation, 2004.
- [ARNDT00]: Arndt, Holger: Auslegung und Bewertung von Vorschubantrieben mit Spindel-Mutter-Systemen. Dresden, Technische Universität, Institut für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik, Dissertation, 2000.
- [BAUER05]: Bauer, F. ; Reichert, M.: Hochdynamische Piezoventile, Der Einsatz von Piezoaktoren in hochdynamischen Servoventilen. In: O+P (2005), Nr. 06, S. 404–408.
- [BEINEKE07]: Beineke, Stephan ; Bähr, Alexander ; Mengerlinghausen, Paul: Und es geht doch noch schneller, Integrierte Automatisierungslösung für hochdynamische Werkzeugmaschinen. In: Antriebstechnik (2007), Nr. 3, S. 38–40.
- [BEITZ95]: Beitz, Wolfgang ; Dubbel, Heinrich: Taschenbuch für den Maschinenbau. 18. Aufl., Berlin : Springer, 1995.
- [BESTLE05]: Bestle, Hermann: Perfekte Bremsen für Vertikalachsen, Zuverlässiger Personenschutz in allen Betriebsarten. In: Antriebstechnik (2005), Nr. 8, S. 14–16.
- [BESTLE06]: Bestle, Hermann: Auf Nummer sicher gehen, Sicherheitskupplung - Schutz durch mechanische Trennung. In: Der Konstrukteur (2006), Nr. 11, S. 76–78.
- [BINZ06A]: Binz, Hansgeorg: Konstruktionslehre II. Stuttgart, Universität, Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design, Umdruck zur Vorlesung, 2006.
- [BINZ06B]: Binz, Hansgeorg ; Dennig, Hans-Jörg: Projekt KoBaSiS - Methodische Entwicklung mechatronischer Sicherheitskomponenten. In: Berliner Kreis Newsletter (2006), Nr. 7.
- [BINZ07]: Binz, Hansgeorg ; Wagner, Markus ; Dennig, Hans-Jörg: Schnell schaltende Aktoren. Ein Systemvergleich linearer Stellglieder. In: Antriebstechnik (2007), Nr. 07, S. 32–34.
- [BOEGELSACK63]: Boegelsack, Gerhard: Wälzschraubgetriebe. In: Wissenschaftliche Zeitschrift der TH Ilmenau (1963), Nr. 4, S. 605–613.
- [BOSCH08 A]: N. N. ; Bosch Rexroth GmbH (Hg.): 2-Wege-Einbauventile-Wegefunktionen : RD 21010/03.05.
http://www.boschrexroth.com/business_units/bri/de/products/index.jsp, zuletzt aktualisiert am 2008, zuletzt geprüft am 28.08.2008.
- [BOSCH08 B]: N. N. ; Bosch Rexroth GmbH (Hg.): Technisches Datenblatt Wege-Sitzventile.
http://www.boschrexroth.com/business_units/bri/de/products/p_page_s/04_schaltventile/02_wegeventile/01_wegesitzventile_d/index.jsp, zuletzt aktualisiert am 2008, zuletzt geprüft am 27.08.2008.

- [BRAESS05]: Braess, Hans-Hermann ; Seiffert, Ulrich: Handbuch Kraftfahrzeugtechnik. 4., vollst. überarb. und erw. Aufl., Wiesbaden : Vieweg, 2005.
- [BRANKAMP08]: N. N. ; Brankamp System-Prozessautomation (Hg.): Werkzeugschutz, Maschinenschutz, Kraftüberwachung, Werkzeugbruch. <http://www.brankamp.com/deu/navi/index.html>, zuletzt geprüft am 26.03.2008.
- [BRECHER06]: Brecher, Christian ; Rudolf, Thomas: Kontakterkennungs-basierte Kollisionsüberwachung - Sicher Produzieren durch Kollisionsschutzsysteme. In: Simulationstechnik in der Produktion. Tagungsband zum ABS-Treffen 2005. Düsseldorf, 2006.
- [BRUNNER05]: Brunner, Wilhelm: Auf der Suche nach dem besten Antriebselement. In: Werkstatt+Betrieb (2005), Nr. 7-8, S. 1–4.
- [BUSAK07]: N. N. ; Busak + Shamban Deutschland GmbH (Hg.): Technische Daten zur Reibwertermittlung von Radial Step-Seal-Stangendichtungen mit Durchmesser 12 mm bei einem Druck von 300 bar, 2007.
- [DAMBACHER05]: Dambacher, Ulf: Kugelgewindetriebe mit hohem Druckwinkel. Karlsruhe, Technische Universität, Institut für Produktionstechnik, Dissertation, 2005.
- [DANAHER07]: N. N. ; Danaher Motion (Hg.): Linearmotoren Serie PLATINUM™ DDL. <http://www.danahermotion.net/deutsch/dddl.htm>, zuletzt geprüft am 20.07.2007.
- [DENKENA06]: Denkena, B. ; Kopp, D. ; Holz, C.: Schnelles Bremsen bei hoher Dynamik. In: Werkstatt+Betrieb (2006), Nr. 6, S. 102–105.
- [DENNIG07]: Dennig, Hans-Jörg ; Binz, Hansgeorg: Projekt KoBaSiS, Methodische Entwicklung mechatronischer Sicherheitskomponenten. In: Konstruktion (2007), Nr. 4, S. 94.
- [DENNIG08A]: Dennig, Hans-Jörg ; Binz, Hansgeorg: Abschlussbericht für das Innonet-Teilvorhaben 16IN 0291 des Instituts für Konstruktionstechnik und Technisches Design der Universität Stuttgart. Berlin, 2008.
- [DENNIG08B]: Dennig, Hans-Jörg ; Binz, Hansgeorg: KoBaSiS – Kontakterkennungs-basiertes Kollisionsschutzsystem. In: Zustandsüberwachung und -diagnose an Produktionsmaschinen 24./25.09.2008. WZL ; Fraunhofer Institut Produktionstechnologie. Aachen, 2008.
- [DENNIG08C]: Dennig, Hans-Jörg ; Binz, Hansgeorg ; Bachmann, Matthias: Extrem schnell schaltende Aktorprinzipien für Sicherheitsanwendungen. In: ASB Kongress 19./20.02.2008. Stuttgart, 2008.
- [DIN1304-1]: Norm. DIN 1304-1. 1994. Formelzeichen.
- [DIN1302-2]: Norm. DIN 1302-2. 1999. Allgemeine mathematische Zeichen und Begriffe.
- [DIN2092]: Norm. DIN 2092. 2006. Tellerfedern - Berechnung.
- [DROPMANN08]: Dropmann, Christoph ; Mustardo, August: Mechanical torque limiters still make sense, 2008.

- [ENGEL06]: Engel, Matthias ; Mall, Dominik: Konzeption eines mechatronischen Auslösemechanismus. Stuttgart, Universität, Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design, Studienarbeit, 01.07.2006.
- [ESCHMANN64]: Eschmann, Paul: Das Leistungsvermögen der Wälzlager : Eine Beurteilung nach neuen Gesichtspunkten, Berlin : Springer, 1964.
- [ESCHMANN53]: Eschmann, Paul ; Hasbargen, Ludwig ; Weigand, Karl: Die Wälzlagerpraxis : Handbuch für die Berechnung und Gestaltung von Lagerungen, München : Oldenbourg, 1953.
- [EWALD75]: Ewald, O.: Lösungssammlungen für das methodische Konstruieren, Düsseldorf : VDI, 1975.
- [FESTO05]: Festo: High-Speed, Faktoren zur Effizienzsteigerung pneumatischer Systeme. In: O+P (2005), Nr. 9, S. 538–540.
- [FESTO06A]: Festo: Pneumatischer Muskel. www.festo.de, zuletzt aktualisiert am 2006.
- [FESTO06]: Festo: Schnellschalt-Profis. In: O+P (2006), Nr. 10, S. 529.
- [FESTO06B]: Festo: Technisches Datenblatt Magnetventile MH2/ MH3/ MH4, 2006.
- [FISCHER00]: Fischer, Siegfried ; Mayr Antriebstechnik GmbH (Hg.): Warum Sicherheitskupplungen trotz elektronischer Schutzeinrichtungen unentbehrlich sind. Mauerstetten, 2000.
- [FVA04]: N. N. ; FVA (Hg.): Verlustoptimierte Verzahnung : Abschlussbericht : Konstruktive Einflüsse auf die lastabhängigen Verluste von Verzahnungen, Heft 731, Forschungsvorhaben 372, 2004.
- [GALL07]: Gall, Monika: Lebensdauer von Piezo-Aktoren, Experimentelle und numerische Untersuchungen. In: Konstruktion (2007), Nr. 9, S. IW 10.
- [FANUC07]: GE Fanuc: Maschinenkollisionen vermeiden, Werkzeugmaschinen sicher einsetzen. In: VDI-Z (2007), Nr. 3, S. 45.
- [GLÄSER03]: Gläser, Stefan ; Gümpel, Paul: Schnellschaltende Aktoren aus Formgedächtnislegierungen. In: fhkforum (2003), S. 65–68.
- [GOLD03]: Gold, W. P. ; Schelenz, R. ; Philipp T.: Auslegung und Anwendung von Überlastkupplungen: Verallgemeinerung der Berechnungsmöglichkeiten : FVA-Abschlussbericht : Forschungsvorhaben Nr. 326Ib. Aachen, 2003.
- [GOLZ90]: Golz, Hans U.: Analyse, Modellbildung und Optimierung des Betriebsverhaltens von Kugelgewindetrieben. Karlsruhe, Technische Universität, Institut für Werkzeugmaschinen und Betriebstechnik, Dissertation, 1990.
- [GSR08]: N. N. ; GSR (Hg.): Ventiltechnik : Magnetisch betätigtes, hydraulisches Kugel-Sitzventil. <http://www.ventiltechnik.de/de/firmeninfo/produkte/rrv.html>, zuletzt geprüft am 25.04.2008.

- [GÜMPEL04]: Gümpel, Paul: Formgedächtnislegierungen : Einsatzmöglichkeiten in Maschinenbau, Medizintechnik und Aktuatorik, Renningen : expert-Verl., 2004.
- [GÜMPEL05]: Gümpel, Paul: Schnellschaltende Aktoren für adaptive Sicherheitssysteme im Kraftfahrzeugbau. www.ub.uni-konstanz.de/opus-htwg/volltexte/2005/83/pdf/bericht_guempel_schnellschaltende_aktoren_2005.pdf, zuletzt aktualisiert am 2005, zuletzt geprüft am 15.01.2008.
- [HABERKERN98]: Haberkern, Anton: Leistungsfähigere Kugelgewindetriebe durch Beschichtung. Karlsruhe, Universität, Institut für Werkzeugmaschinen und Betriebstechnik, Dissertation, 1998.
- [HÄNEL03]: Hänel, Bernd: Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile aus Stahl, Eisenguss- und Aluminiumwerkstoffen : FKM-Richtlinie. 5., überarb. Ausg., Frankfurt am Main : VDMA-Verl., 2003.
- [HANTKE05]: Hantke, Patrick: Entwicklung eines piezobetätigten Schaltventils mit Busanbindung für den untertägigen Einsatz in der Wasserhydraulik. Aachen, RWTH, Institut für fluidtechnische Antriebe und Steuerungen, Dissertation, 2005.
- [HARRIS07]: Harris, Tedric A.: Rolling bearing analysis, Boca Raton : CRC Taylor & Francis, 2007.
- [HEIMANN98]: Heimann, Bodo ; Gerth, Wilfried ; Popp, Karl ; Schmucker, Ulrich: Mechatronik : Komponenten - Methoden - Beispiele, München, Wien : Carl-Hanser-Verl., 1998.
- [HERMANN07]: Hermann, Wilhelm: Entwicklung eines schnell schaltenden Mechanismus' auf Basis von Piezoaktoren. Stuttgart, Universität, Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design, Diplomarbeit, 2007.
- [HIBBELER07]: Hibbeler, Russell C. ; Mais, Georgia ; Wauer, Jörg: Dynamik. Bd. 3, München : Pearson Studium, 2007.
- [HIRTENBERG08]: Hirtenberger: Pyro Activators : Competitive solutions for fast reliable mass activation. <http://www.hirtenberger.at/automotive/products/activators.htm>, zuletzt geprüft am 18.09.2008.
- [HOFMANN05]: Hofmann, Karsten: Wunderkeil auf Rollen: Die Bremse ohne Hydraulik. In: Konstruktion - spezial Antriebstechnik (2005), Nr. 2, S. 68.
- [HOMMEL06]: Hommel: Dreh-/Fräszentrum mit Kollisionsvermeidung, "innere Werte" der unverkleideten Maschine überzeugen. In: VDI-Z (2006), Nr. 10, S. 40.
- [HOPPE86]: Hoppe, Franz: Das Abschalt- und Betriebsverhalten von mechanischen Sicherheitskupplungen. München, Technische Universität, Institut für Konstruktion, Dissertation, 1986.
- [IGAM08]: N. N. ; IGAM (Hg.): Hypnos Piezoventil. <http://www.igam-mbh.de/>, zuletzt geprüft am 25.04.2008.
- [ISERMANN02]: Isermann, Rolf: Mechatronische Systeme : Grundlagen, Berlin : Springer Verlag, 2002.

- [ISERMANN08]: Isermann, Rolf: Mechatronische Systeme : Grundlagen, Berlin : Springer, 2008.
- [ISLIKER MA08]: Isliker Magnete: Technische Erläuterungen.
http://www.islikersolenoids.co.uk/pdf/Technische_Erlaeuterungen.pdf
, zuletzt geprüft am 15.01.2008.
- [JAKOB05]: Jakob: Sicherheit steht an erster Stelle, Sicherheitskupplungen bieten den besten Überlastschutz. In: Der Konstrukteur (2005), Nr. ASB, S. 70–72.
- [JAKOB1983]: Schutzrecht DE3322566C2 (23.06.1983). Jakob, Ludwig ; Zimmermann, Benno. Jakob GmbH & Co KG.
- [JANG01]: Jang, Seok-Myeong ; Jeong, Sang-Sub ; Cha, Sang-Do: The Application of Linear Halbach Array to Eddy Current Rail Brake System. In: IEEE transactions on magnetics. New York, 2001.
- [JANOCHA92]: Janocha, Hartmut: Aktoren : Grundlagen und Anwendungen : Springer, Berlin, 1992.
- [JENDRITZA95]: Jendritza, Daniel: Piezoaktoren für den Großsignalbetrieb. Saarbrücken, Universität des Saarlandes, Lehrstuhl für Prozessautomatisierung, Dissertation, 1995.
- [JENDRITZA98]: Jendritza, Daniel: Technischer Einsatz neuer Aktoren : Grundlagen, Werkstoffe, Designregeln und Anwendungsbeispiele, Renningen, Malsheim : expert-Verlag, 1998.
- [KAEVER04]: Kaefer, Michael: Steuerungsintegrierte Fertigungsprozeßüberwachung bei spanender Bearbeitung. Aachen, RWTH, Institut für Werkzeugmaschinen und Betriebslehre, Dissertation, 2004.
- [KAHMEN05]: Kahmen, Andreas: Eine offene Integrationsplattform zur Prozess- und Maschinenzustandsüberwachung in numerischen Steuerungen. Aachen, RWTH, Werkzeugmaschinenlabor, Dissertation, 2005.
- [KOENEN01]: Koenen, Johannes P. F.: Schaltverhalten von Überlastkupplungen. Aachen, RWTH, Institut für Maschinenelemente und Maschinengestaltung, Dissertation, 2001.
- [KUHNKE08]: Kuhnke: Allgemeine technische Informationen für Hub-, Dreh- und Haftmagnete, 2008.
- [KUX07]: Kux, Martin: Mehr Sicherheit für die Maschine. In: Konstruktion (2007), Nr. 09, S. 44–45.
- [LATOUR96]: Latour, Christoph: Strömungskraftkompensation in hydraulischen Sitzventilen. Aachen, RWTH, Institut für hydraulische und pneumatische Antriebe und Steuerungen, Dissertation, 1996.
- [LEHNER05]: Lehner, Wolf-Dieter: Regelung von Vorschubachsen unter Verwendung der Relativbeschleunigung. Stuttgart, Universität, Institut für Steuerungstechnik für Werkzeugmaschinen und Fertigungseinrichtungen, Dissertation, 2005.
- [LIERMANN06]: Liermann, M. ; Stammen, C.: Selbstverstärkende hydraulische Bremse für Schienenfahrzeuge, Intelligentes, integriertes Einzelrad-Antriebs-Brems-Modul. In: O+P (2006), Nr. 10, S. 500–507.

- [LINSMEIER00]: Linsmeier, Klaus-Dieter ; Greis, Achim: Elektromagnetische Aktoren : Physikalische Grundlagen Bauarten Anwendungen, Landsberg, Lech : Moderne Industrie, 2000.
- [LUNK02]: Lunk, A.: Einführung in die Elektrotechnik. Stuttgart, Universität, Institut für Plasmaforschung, Skript, 2002.
- [MACCON07]: Maccon: Push Pull. http://www.maccon.de/push_pull.html, zuletzt aktualisiert am 2003, zuletzt geprüft am 15.01.2008.
- [MAG06]: N. N. ; MAG Boehringer (Hg.): Überlastsicherung in Werkzeugmaschinen : Brechbolzen zur Kupplung von Spindelmutter und Werkzeugschlitten, 2006.
- [MATTHIES06]: Matthies, Hans J. ; Renius, Karl: Einführung in die Ölhydraulik. 5., bearb. Aufl., Wiesbaden : Vieweg + Teubner, 2006.
- [MAYR06]: N. N. ; Mayr Antriebstechnik (Hg.): ROBA-linearstop : Hydraulische Sicherheitsbremse.
http://www.mayr.de/pdf/roba_stop/roba_linearstop/P_380_V02_D_13_11_2006/P_380_V02_D_13_11_2006.pdf, zuletzt geprüft am 15.04.2008.
- [MAYR08 A]: N. N. ; Mayr Antriebstechnik (Hg.): Datenblatt Roba-Rutschnaben.
http://www.mayr.de/pdf/roba_rutschnaben/K_123_V08_D_28_03_2007/K_123_V08_D_28_03_2007.pdf, zuletzt geprüft am 25.03.2008.
- [MAYR08 B]: N. N. ; Mayr Antriebstechnik (Hg.): Die schalt- und regelbare Überlastkupplung : EAS-Sp, EAS-Sm/Zr.
http://www.mayr.de/pdf/eas_sp_eas_sm_zr/K_406_V07_D_26_07_2006/K_406_V07_D_26_07_2006.pdf, zuletzt geprüft am 26.03.2008.
- [MAYR08 C]: N. N. ; Mayr Antriebstechnik (Hg.): Ideale Kraftbegrenzer für lineare Bewegungen : EAS-Axial.
http://www.mayr.de/pdf/eas_axial/K_403_C_V04_D_29_09_2004/K_403_C_V04_D_29_09_2004.pdf, zuletzt geprüft am 26.03.2008.
- [MAYR01 A]: N. N. ; Mayr Antriebstechnik GmbH (Hg.): Auf Zuverlässigkeit können Anlagenbauer nicht verzichten : EAS-Sicherheitskupplung - Der Airbag für Maschinen schützt vor Produktionsausfall. Mauerstetten, 2001.
- [MAYR01 B]: N. N. ; Mayr Antriebstechnik GmbH (Hg.): Freier Auslauf gegen Kollisionsschäden : Mechanische Überlastabsicherung für leistungsstarke Antriebe - EAS-Freischalte Kupplungen. Mauerstetten, 2001.
- [MAYR01 C]: N. N. ; Mayr Antriebstechnik GmbH (Hg.): Leistungsverdichtung in der Antriebstechnik : Herausforderung für Entwickler von Kupplungen - EAS-compact. Mauerstetten, 2001.
- [MAYR02]: N. N. ; Mayr Antriebstechnik GmbH (Hg.): Warum sich der Einsatz von EAS-Sicherheitskupplungen rechnet : EAS-compact in Achsen von CNC-Drehmaschinen. Mauerstetten, 2002.
- [MAYR03]: N. N. ; Mayr Antriebstechnik GmbH (Hg.): Sichere Vertikalachsen - ROBA-linearstop : Neues spielfreies Bremssystem für Linearmotoren. Mauerstetten, 2003.

- [MELZ06]: Melz, Tobias ; Seipel, Björn: Aktives System auf der Basis von Wandlerwerkstoffen. In: Konstruktion (2006), Nr. 5, S. IW12.
- [MEMORYMETA08]: N. N. ; Memorymetalle (Hg.): Infoblatt No. 6. http://www.memory-metalle.de/html/03_knowhow/PDF/MM_06_zweiwegeffekte_d.pdf, zuletzt aktualisiert am 22.04.2008, zuletzt geprüft am 28.04.2008.
- [MEYER06]: Meyer, Jörg: Überlastkupplungen, Schnell, genau und kompakt. In: Konstruktion (2006), Nr. 8, S. 32–34.
- [MOOG05]: Moog: Kniehebel-Aktuator: schnell, kräftig, präzise. In: Konstruktion (2005), Nr. 9, S. 24–25.
- [MURRENHOF08]: Murrenhoff, Hubertus ; Liermann, Matthias: Servohydraulik - geregelte hydraulische Antriebe : Umdruck zur Vorlesung, Aachen : Shaker, 2008.
- [OHMENHÄUSE96]: Ohmenhäuser, M. ; Glöckler, M.: Hochdynamische Steuerventile mit Piezoaktor. In: Lageregelseminar 16.-17.02.1996. Institut für Steuerungstechnik der Werkzeugmaschinen und Fertigungseinrichtungen. Stuttgart, 1996.
- [ORTLINGHAU04]: Ortlinghaus: Kurze Schaltzeiten sind gefordert, Hydraulische Steuerung reduziert Kupplungs- und Bremszeiten. In: Der Konstrukteur (2004), Nr. ASB, S. 68–70.
- [PAHL97]: Pahl, Gerhard ; Beitz, Wolfgang: Konstruktionslehre : Methoden und Anwendung, Berlin, Heidelberg : Springer, 1997.
- [PALMGREN64]: Palmgren, Arvid: Grundlagen der Wälzlagertechnik, Stuttgart : Francksche Verlagshandlung, 1964.
- [PARKER07]: Parker Hannifin: Auf Augenhöhe mit Elektromechanik, Hydraulische Regelachse als einfach zu handhabendes Maschinenelement. In: Der Konstrukteur (2007), Nr. 6, S. 14–16.
- [PARKER08]: Parker Hannifin: Proportional Hydraulics : Datenblatt DFplus-series. <http://pdf.directindustry.com/pdf/parker-hydraulics/hydraulic-proportional-valves-series-df-plus/623-14730.html>, zuletzt geprüft am 18.09.2008.
- [PI05]: N. N. ; Physik Instrumente (Hg.): Produktkatalog. Waldbronn bei Karlsruhe, 2005.
- [PI06]: Physik Instrumente: Atomgenau positionieren. In: Konstruktion - spezial Antriebstechnik (2006), Nr. 2, S. 24.
- [PILLAND86]: Pilland, Ulrich: Echtzeit Kollisionsschutz an NC-Drehmaschinen. München, Technische Universität, Institut für Werkzeugmaschinen und Betriebswissenschaften, Dissertation, 1986.
- [REICHERT07]: Reichert, Maxim: Piezoaktoren in der Ventilvorsteuerung, Hochdynamisches hydraulisches Servoventil. In: O+P (2007), Nr. 1-2, S. 22–26.
- [RINGSPANN08]: N. N. ; Ringspann (Hg.): Katalog Nr. 46 : Industrie Scheibenbremsen. <http://www.ringspann.de/download.do?filename=46/p46d.pdf>, zuletzt geprüft am 18.04.2008.

- [RIETSCHOTEN08 A]: N. N. ; Deutsche van Rietschoten & Houwens (Hg.): Hydraulisch betätigte Linearbremsen. <http://www.rietschoten.de>, zuletzt geprüft am 18.04.2008.
- [RIETSCHOTEN08 B]: N. N. ; Deutsche van Rietschoten & Houwens (Hg.): Pneumatisch betätigte Linearbremsen. <http://www.rietschoten.de>, zuletzt geprüft am 18.04.2008.
- [ROSS07]: Ross, Zoltan: FEM-Untersuchung und Optimierung einer Klemmhülse für einen axialen Kraftbegrenzer. Stuttgart, Universität, Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design, Diplomarbeit, 2007.
- [ROTH94]: Roth, Karlheinz: Konstruieren mit Konstruktionskatalogen. Bd. 2, Berlin : Springer, 1994.
- [RUDOLF07]: Rudolf, Thomas ; Brecher, Christian ; Possel-Dölken, Frank: Contact-based Collision Detection : A New Approach to Avoid Hard Collisions in Machine Tools. In: International Conference on Smart Machining Systems. CIRP - National Institute of Standards and technology. Gaithersburg, Md., 2007.
- [RUSCHMEYER95]: Ruschmeyer, Karl ; Bartz, Wilfried J.: Piezokeramik : Grundlagen, Werkstoffe, Applikationen. Bd. 460 : Kontakt & Studium Werkstoffe, Renningen-Malmsheim : expert-Verl., 1995.
- [SAVTCHKOV02]: Savtchkov, A. ; Pautasso, G. ; Finken, K. H. ; Mank, G.: Fast valve for mitigating disruptions in tokamaks. In: 29th EPS Conference on Plasma Phys. and Contr. Fusion 17.-21.06.2002. Montreux, 2002.
- [SCHLECHT07]: Schlecht, Berthold: Maschinenelemente : Festigkeit, Wellen, Verbindungen, Federn, Kupplungen. Bd. 1, München : Pearson Studium, 2007.
- [SCHLEE07]: Schlee, Michael: Integration von Aktoren in eine schnell schaltende Bremse für Werkzeugmaschinen. Stuttgart, Universität, Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design, Studienarbeit, 2007.
- [SCHLÜCKER08]: Schlücker, E. ; Blendinger, S. ; Schade, O.: Verschleiß durch Kavitation im Ventilsplatt fluidgesteuerter Ventile. In: Tribologie + Schmierungstechnik (2008), Nr. 3.
- [SCHMIDT07]: Schmidt, Matthias: Institut für fluidische Antriebe und Steuerungen. <http://www.ifas.rwth-aachen.de/index.html>, zuletzt aktualisiert am 24.04.2007, zuletzt geprüft am 15.01.2008.
- [SCHNEIDER07]: Schneider, Benjamin: Konstruktion einer hydraulisch betätigten Kegelkupplung für axiale Bewegungen. Stuttgart, Universität, Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design, Studienarbeit, 2007.
- [SCHINKÖTHE08]: Schniköthe, Wolfgang: Aktorik in der Feinwerktechnik : Konstruktion, Berechnung und Anwendung mechatronischer Komponenten. Stuttgart, Universität, Institut für Konstruktion und Fertigung in der Feinwerktechnik, Umdruck zur Vorlesung, 2008.
- [SCHNEIDER86]: Schneider, Jürgen: Konstruktionskataloge in der Antriebstechnik : Hoppenstedt und Co., 1986.

- [SCHWARZ07]: Schwarz, Martin: Entwicklung eines Prüfstandes für lineare Bewegungen. Stuttgart, Universität, Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design, Studienarbeit, 2007.
- [SPIEß70]: Spieß, Dietmar: Das Steifigkeits- und Reibungsverhalten unterschiedlich gestalteter Kugelschraubgetriebe mit vorgespannten und nicht vorgespannten Muttersystemen, 1970.
- [SPRINGER96]: Springer, Günter ; Bastian, Peter: Fachkunde Elektrotechnik : Europa-Fachbuchreihe für elektrotechnische Berufe. 21., überarb. und erw. Aufl., 3. Dr, Haan-Gruiten : Verl. Europa-Lehrmittel Nourney Vollmer, 1996.
- [TOOTEN06]: Tooten, Karlheinz: Vom Grundprinzip bis zum Prototyp, Entwicklung einer Bremse für Linearachsen. In: Antriebstechnik (2006), Nr. 12, S. 38–42.
- [TOUHENT06]: Touhent, Hassene: Konzeption einer Spindelmutter mit integrierter schnell schaltender Sicherheitskupplung. Stuttgart, Universität, Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design, Studienarbeit, 2006.
- [TRELLEBORG08]: N. N.; Trelleborg Sealing Solutions Germany GmbH (Hg.): Reibwertermittlung für Stangen- und Kolbendichtungen bei einem Durchmesser von 80 bzw. 63 mm und einem Druck von 250 bar, 2008.
- [VDI2240]: Norm. VDI 2240. 1971. Wellenkupplungen.
- [VDI2225-3]: Norm. VDI 2225-3. 1998. Konstruktionsmethodik – Technisch wirtschaftliches Konstruieren – Technisch wirtschaftliche Bewertung.
- [VDI2221]: Norm. VDI 2221. 1993. Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte.
- [VOITH08]: N. N.; Voith Turbo (Hg.): Produktgruppe Safeset Sicherheitskupplungen. <http://www.voithturbo.de/safeset-sicherheitskupplungen.htm>, zuletzt geprüft am 28.08.2008.
- [WAGNER06]: Wagner, Markus: Konzeption einer schnell schaltenden Bremse für Werkzeugmaschinen. Stuttgart, Universität, Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design, Diplomarbeit, 15.02.2006.
- [WECK01]: Weck, Manfred: Mechatronische Systeme Vorschubantriebe und Prozessdiagnose. Bd. 3 : VDI-Buch. 5., neu bearb. Aufl., Berlin, Heidelberg : Springer, 2001.
- [WECK05]: Weck, Manfred ; Brecher, Christian: Werkzeugmaschinen - Maschinenarten und Anwendungsbereiche. Bd. 1 : VDI-Buch. 6. neu bearb. Aufl., Berlin, Heidelberg : Springer, 2005.
- [WECK06]: Weck, Manfred ; Brecher, Christian: Werkzeugmaschinen - Konstruktion und Berechnung. Bd. 2 : VDI-Buch. 8. neu bearb. Aufl., Berlin, Heidelberg : Springer, 2006.
- [WILL07]: Will, Dieter ; Gebhardt, Norbert ; Ströhl, Hubert: Hydraulik : Grundlagen, Komponenten, Schaltungen. 3., neu bearb. Aufl., Berlin, Heidelberg : Springer, 2007.

[WINKLER07]: Winkler, Bernd ; Scheidl, Rudolf: Development of a fast seat type switching valve for big flow rates. In: The Tenth Scandinavian International Conference on Fluid Power. Tampere, Finland, 2007.

Lebenslauf

Hans-Jörg Dennig

* 11.09.1976, Pforzheim

Staatsangehörigkeit: deutsch

Ausbildung:

Schul Ausbildung:	07/96	Allgemeine Hochschulreife, Schiller-Gymnasium, Pforzheim
Zivildienst:	08/96 - 08/97	Rettungsdienst beim Arbeiter-Samariter-Bund, Pforzheim
Studium:	10/97 - 06/03	Studium des Maschinenbaus an der Universität Karlsruhe (TH)

Berufserfahrung:

07/03 - 08/05	Projektingenieur, phi-GmbH, Konstruktion und Entwicklung, www.phi-gmbh.de , Stuttgart
08/05 - 01/09	Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design (IKTD), www.iktd.uni-stuttgart.de , Universität Stuttgart
04/09 - jetzt	Gesellschafter und Technischer Leiter, phi Engineering Services GmbH, www.phi-group.ch , Schwerzenbach bei Zürich



ISBN-13: 978-3-922823-71-1