
Entwicklung eines idealen Bremsystems in Möbeln

Dissertation

vorgelegt von

Gerhard Götz

an der

Universität Bielefeld

im

Fachbereich Physik

Erklärung

Hiermit versichere ich, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst und keine anderen als die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt habe, dass alle Stellen der Arbeit, die wörtlich oder sinngemäß aus anderen Quellen übernommen wurden als solche kenntlich gemacht sind und dass die Arbeit in gleicher oder ähnlicher Form noch keiner Prüfungsbehörde vorgelegt wurde.

Bünde, den 2. Mai 2019

Betreuer: Prof. Dr. Günter Reiss
Zweitprüfer: Prof. Dr. Thomas Huser

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung und Motivation	1
2	Gliederung der Entwicklungsschritte	3
3	Ermittlung des idealen, theoretischen Schließverhaltens	5
3.1	Grundlagen der virtual reality	6
3.2	VR-Befragungsumgebung	10
3.3	Ergebnisse der Befragung	14
4	Bremsenauslegung	23
4.1	Bremsentypen	23
4.1.1	Bewertung der Bremsentypen	28
4.2	Simulation und Auslegung der Fluidbremse	31
4.2.1	Aufbau der Fluidbremse	31
4.2.2	Art der Simulation	32
4.2.3	Simulation der Strömungskanäle	32
4.2.4	Simulation der Drücke und Volumina	33
4.2.5	Simulation der Bewegung der Dichtung	34
4.2.6	Simulation der Dehnung des Zylinders	35
4.2.7	Simulation der Temperatureinflüsse	36
4.2.8	Simulation des Öls	36
4.2.9	Simulation des Ventilspalts	37
4.2.10	Simulation der Bremskraft	38
4.3	Simulationsergebnisse	39
4.3.1	Schließkräfte	39
4.3.2	Öffnungskräfte	41
4.3.3	Unterschiedliche Belastungsfälle	42
4.3.4	Einfluss des federnden Ventilspalts	43
4.4	Toleranzanalyse	45
4.5	Fehleranalyse mithilfe der Simulation	47
4.5.1	Zu kleiner Hub des Ventilplättchens	47
4.5.2	Falsche Abstimmung zwischen VP und Ventilspalt	49
4.6	Optimierung der Bremse unter bestimmten Randbedingungen	51
4.6.1	Mathematisches Ersatzmodell	51
4.6.2	Parameteroptimierung des mathematischen Ersatzmodells	53
4.6.3	Parameteroptimierung des physikalischen Modells	58
4.7	Temperaturunabhängige Bremsungen	60
5	Anwendungsbeispiele	63
6	Zusammenfassung und Ausblick	65
	Anhang	67
A	Programmierskripte der VR Befragung	69
A.1	Eingabe durch Ansehen („Gaze-Input“)	69
A.2	Animation des Schubkastens	69

A.3	Geschwindigkeitsprofil verändern	70
B	Berechnung der Schließzeit	73
C	Geschwindigkeitsmessung von Schubkästen	75
C.1	Aufbau Sensormodul	75
C.2	Aufbau Empfangsmodul	75
C.3	Programmierung Sensormodul	76
C.4	Programmierung Empfangsmodul	78
C.5	Berechnung der Geschwindigkeit aus Beschleunigungswerten	78
D	Zwischenrechnungen und Programmierung der Simulation	81
D.1	Reynoldszahl	81
D.2	Definition der Strömungswiderstände	82
D.3	Definition der Schleppestromungen	84
D.4	Kompressionsmodul eines Öl-Luft Gemischs	84
D.5	Scherung des Öls im Kolbenspalt	85
D.6	Korrigierte maximale Beschleunigung	86

1 Einleitung und Motivation

Das Bedürfnis einen Gegenstand des täglichen Gebrauchs an einem geschützten Ort abzulegen, war schon immer und wird voraussichtlich - solange zumindest Teile des Lebens analog bleiben - auch vorhanden bleiben. Diese geschützten Orte werden heute als Aufbewahrungsmöbel bezeichnet, wobei Aufbewahrungsmöbel von der Wortbedeutung zunächst nur mobile / bewegbare Aufbewahrungsorte beschreibt, wie z.B. Küchenschränke, Regale, Vitrinen usw. Denkbar sind jedoch auch verschließbare Vertiefungen in Wänden, die jedoch immobil sind. Andere Typen von Möbeln, wie Stühle und Tische ohne Aufbewahrungsraum, werden in dieser Arbeit nicht berücksichtigt. Möbel sind in ihrer einfachsten Form Aufbewahrungskisten oder -hohlräume mit einem Holz- oder Steindeckel. Für den Zugriff wird der Deckel von Hand angehoben, der Gegenstand in der Kiste platziert und der Deckel wieder auf der Kiste positioniert. Damit ist der Inhalt grundsätzlich vor Verschmutzung geschützt, wenn auch der Öffnungsvorgang nicht sonderlich komfortabel ist und der Zugriff stets von oben erfolgen muss. Um ein Verrutschen des Deckels zu verhindern und auch um Öffnungen zu ermöglichen mit einer Front vor dem Aufbewahrungsraum, wurden Drehgelenke aus Holz und später aus Stahl angewendet. Die Front bekam hiermit eine kinematische Vorgabe und musste nicht mehr gegen ein Herunterfallen gesichert werden, sodass beim Öffnen beide Hände genutzt werden konnten, um die Gegenstände aus dem Möbel herauszunehmen. Weitere Variationen der Öffnungsbewegungen folgten, wie z.B. Schubkästen, die eine Linearbewegung in Öffnungsrichtung ermöglichten, sowie Variationen von Eingelenken und Mehrgelenken mit Drehachsen in vertikaler und horizontaler Richtung, die heutzutage, je nach Position des Möbels im Wohnraum, unterschiedlich angewendet werden. So sind Schubkästen meist in Höhen im Raum von unterhalb $1m$ zu finden, da sie im geöffneten Zustand einen Einblick von oben erlauben. Ein Bücken für den Zugriff ist damit weniger oft nötig. Klappenbeschläge (horizontale Drehachse der Bewegung) werden meist im oberen Bereich eingesetzt, da hier die Fronten nach oben wegbewegt werden und den Zugriff von vorne erlauben, ohne dass die Front im Weg steht. Drehtüren sind meist universell eingesetzt, meist jedoch im Bereich von Hüft- bis Kopfhöhe. Diese Anordnung ist über die Jahre entstanden, unter anderem aus der Frankfurter Küche (vgl. Ref. [19]). Diese war das Ergebnis der Optimierung von verschiedenen Arbeitsabläufen in der Küche um Zeit zu sparen. Mit der Stoppuhr wurden die Arbeitsschritte untersucht, Wege optimiert, indem Ablageorte ganz gezielt verschoben wurden und Ablageorte durch Nutzung der verschiedensten Möbelbeschläge nur dann freigelegt wurden, wenn sie wirklich benötigt waren.

Im Laufe der Zeit wurden Möbelbeschläge weiter optimiert hinsichtlich Haltbarkeit, aber auch Bedienbarkeit. Trotz steigender Beladung konnten durch Verringerung der Reibung die Bedienkräfte weiter reduziert werden. So ist es heute nicht unüblich Schubkästen mit bis zu $80kg$ zu beladen und dennoch Bedienkräfte unter $10N$ zu fühlen. Diese Optimierung führte jedoch dazu, dass man Schubkästen nicht mehr bis in den Schließzustand führte, sondern diese anstieß und selbstständig in die Anschläge fahren sollten. Hatte man dem Schubkasten jedoch zu wenig Energie zugeführt, so blieb dieser kurz vor Ende stehen, was zum einen zum Stolpern des Benutzers führen kann, wenn er dies nicht bemerkt, oder zu einem weiteren Handgriff führt, um den Schubkasten vollständig zu schließen. Durch einen Selbsteinzug (SEZ) wurde hier mehr Komfort geboten, sodass die letzten Zentimeter des Schließvorgangs durch eine Feder oder schiefe Ebene selbstständig zugezogen werden, sodass Schubkasten, Drehtür oder auch Klappe nicht mehr im Weg stehen. Hat man dem Schubkasten oder der Drehtür jedoch zu viel kinetische Energie zugeführt, so bewegen sich diese mit zu hoher Geschwindigkeit in Richtung Schließstellung und kollidieren ungebremst mit dem Korpus. Im einfachsten Fall entstehen dabei nicht gewünschte Geräusche vom Auftreffen der Tür oder sich bewegenden

Gläsern und Tellern. Im schlimmeren Fall verrutschen diese oder fallen um und gehen zu Bruch. Der schlechteste Fall wäre ein Abfallen der Front bei starkem Missbrauch, da durch die auftretenden Kraftspitzen Teile brechen oder ausgeclipst werden. Eine Möbelbremse kann hier Abhilfe schaffen, indem die kinetische Energie der Front und des evtl. Schubkasteninhalts über einen längeren Weg abgebaut wird, sodass Geräusche und Kraftspitzen verringert werden.

Die Auslegung der Federkraft eines Beschlags ohne Bremse wird meist darauf ausgerichtet mit so wenig Kraft wie möglich auszukommen und gleichzeitig ein sicheres Schließen bei maximaler Beladung / maximalem Frontgewicht zu erhalten. Die Auslegung einer Kombination aus SEZ und Bremse jedoch erfordert einen Kompromiss für die verschiedensten Beladungszustände. So müssen kleine Massen in annehmbarer Zeit geschlossen werden, während große Massen immer noch sicher gebremst werden müssen. Auch spielt hier der Faktor der Geschwindigkeit eine große Rolle. Ist nur ein SEZ vorhanden, so reicht es in der Regel aus, den nahezu statischen Fall zu betrachten, dass ein Schubkasten oder die Tür in den Bereich des SEZ geschoben und dort angehalten wird. Anschließend muss das System den Schubkasten oder die Tür sicher in die vollständige Schließstellung führen. Höhere Geschwindigkeiten führen einfach nur zu einer schnelleren Schließzeit. Die Bremse muss bei kleinen als auch großen Geschwindigkeiten funktionieren ohne überlastet zu sein oder die Schließzeit in nicht akzeptable Bereiche zu erhöhen. Die Entwicklung der Bremse ist dadurch meist zeitaufwendig, um den richtigen Kompromiss der Randbedingungen zu finden. Zumal noch weitere Kriterien wie Ökologie & Ökonomie Einfluss auf die Bremse haben.

Motiviert durch das Problem: „Wie findet man den optimalen Kompromiss aus Bremsleistung, Herstellbarkeit und Preis?“, dient diese Arbeit als Anleitung zur Entwicklung solch einer Bremse in Möbeln und bietet gleichzeitig Simulationswerkzeuge zur Auslegung dieser. Die Anleitung hilft dabei die Iterationen bei der Entwicklung und / oder Auslegung einer neuen Bremse zu verkürzen bzw. die Anzahl der Iterationen zu reduzieren, sodass ein neues Produkt schneller am Markt platziert werden kann und bereits vor dem Bau eines Prototyps Schwachstellen gefunden werden können.

2 Gliederung der Entwicklungsschritte

Dieses Kapitel beschreibt den Aufbau dieser Arbeit und gliedert die notwendigen Schritte der Entwicklung einer Bremse, sodass ihr logischer Zusammenhang klar wird. Noch bevor eine Bremse konstruiert, Materialien und Technologien festgelegt und Werkzeuge geplant werden, stellt sich die Frage, was ist das Ziel des Produkts und wie kann eine Definition dieses Ziels gebildet werden, um zu erkennen, ob das Ziel am Ende erreicht wurde? Eine mögliche Zielformulierung für eine Bremse, die anhand dieser Arbeit entwickelt wird, lautet wie folgt: „Der bewegte Teil eines Möbels soll in einer wertigen Bewegung geschlossen werden.“ Ein marktgerechtes Produkt erfüllt dieses Ziel als Hauptziel, wobei es die Randbedingungen, die der Markt stellt nicht übersieht. Diese Randbedingen untergliedern sich u.a. in Preis, Herstellbarkeit, Bedienkräfte, Lebensdauer, Geräuschentwicklung, Montierbarkeit, Ressourcennutzung, Sicherheit. Ein Schubkasten, der das Hauptziel erreicht, aber viel zu hohe Öffnungskräfte hat, ist nicht marktgerecht und damit eine Fehlentwicklung.

Um die Frage zu klären, was eine wertige Schließbewegung ist, wird in Kapitel 3 eine Befragung durchgeführt, in welcher die Probanden das für sie wertigste Schließverhalten anhand eines virtuellen Schubkastens einstellen können. Auch die nachfolgenden Schritte werden anhand eines Schubkastens dargestellt, wobei die Prinzipien genauso gut auf eine Drehtür, Klappe oder auch Schiebetür angewendet werden dürfen. Die Ergebnisse dieser Befragung quantifizieren den Begriff der Wertigkeit und bilden die Basis für die darauf folgende technische Entwicklung der Bremse, ohne Randbedingungen, wie physikalische Machbarkeit oder Kosten, zu berücksichtigen. Dieses Ideal wird unter Berücksichtigung der Randbedingungen angestrebt. Kapitel 4 behandelt die Auslegung der Bremse hinsichtlich der Auswahl des Bremsentyps anhand verschiedener Kriterien, wie Geräuschentwicklung, Justierbarkeit, Skalierbarkeit auf Massenfertigung usw. Nach Auswahl einer Bremsentechnologie wird eine grobe Konstruktion vorgeschlagen, welche anschließend durch eine Simulation auf ein theoretisches Fundament gesetzt wird. Diese theoretische Basis wird zur Dimensionierung der Bremse genutzt, sodass die Größe der Bauteile, Auswahl der Materialien, zu erwartende Bedienkräfte, Ausschuss in der Fertigung, Grenzen der Belastbarkeit usw. bekannt sind. Auf dieser Basis können die Ist-Preise für eine Bremse kalkuliert und es können Prototypen gebaut werden. Am wichtigsten jedoch ist, dass hier bereits eine Aussage über den Grad der Erreichung des Hauptziels gemacht werden kann. Nach Abschluss dieses Meilensteins der Entwicklung sollte abschließend geklärt werden, ob das Produkt reif für den Markt ist und die Marketingaktivitäten sowie die Entwicklungsschritte für eine Serienfertigung angestoßen werden.

3 Ermittlung des idealen, theoretischen Schließverhaltens

Den meisten Benutzern von Schubkästen, Schiebetüren und Drehtüren ist die technische Umsetzung der Bremse in ihrem Möbel egal. Sie nehmen nur das veränderte Schließverhalten des sich bewegenden Möbelstücks wahr. Zur Ermittlung des idealen Schließverhaltens wird in diesem Abschnitt das ideale Geschwindigkeitsprofil von Bremsen in Möbel ermittelt und rein mathematisch beschrieben, ohne auf die technische Umsetzung einzugehen. Um ein ideales Geschwindigkeitsprofil einer Bremse mathematisch zu formulieren, wurde im Rahmen dieser Arbeit eine Studie durchgeführt, die die Einflussfaktoren bezüglich der Wertigkeit eines Bremsprozesses finden und die Idealwerte definieren soll. Das konkrete Ziel dieser Studie ist die Bestimmung folgender Punkte:

- Wie viel Bremsweg sollte gewählt werden? Wirkt es wertiger kurz vor Ende des Schließvorgangs zu bremsen oder sollte der gesamte Schließweg mit einer Bremse versehen werden?
- Sollte die Geschwindigkeit während des Bremsens stark abfallen, um das Eingreifen der Bremse an den Benutzer zu signalisieren? Wirkt die Bremsung dadurch kontrollierter und hat der Benutzer dadurch das Gefühl, dass die Tür oder der Schubkasten sicherer gegen den Korpus trifft?
- Sollte das Eingreifen der Bremse zu einem sanften Abfall der Geschwindigkeit führen, um möglichst wenig Unterschied zwischen dem Bereich mit und dem Bereich ohne Bremse zu zeigen?
- Gibt es Unterschiede in der empfundenen Wertigkeit, wenn die Bremse die Geschwindigkeit zunächst wenig reduziert und gegen Ende stark mindert oder die Geschwindigkeit zu Anfang stark verringert wird und anschließend mit nahezu konstanter Geschwindigkeit die Schließung weiterführt?
- Welche absolute Dauer des Bremsprozesses wird als angenehm empfunden?

Im Allgemeinen kann ein Benutzer die Antwort auf diese Fragen nicht genau quantifizieren. Die Bewertung eines Bremsprozesses führt in der Regel zu Antworten wie: „zu schnell“, „zu langsam“, „nicht sanft genug“ usw. Um diese Aussagen mit Kennwerten zu verknüpfen, gibt es die Möglichkeit Tests durchzuführen und entweder vorgegebene Bremsprozesse bewerten zu lassen oder die Bremsprozesse von Probanden nach ihren Wünschen zu verändern. Hierfür ist ein Korpus mit einer Tür oder einem Schubkasten nötig sowie eine Bremse, deren Verhalten leicht veränderbar ist. Außerdem ist eine Umgebung notwendig, die zunächst Störfaktoren ausblendet und nur die zu bewertenden Ziele veränderbar macht. Die Auswahl an Bremsen, deren Variabilität hinsichtlich der Bremskennlinie groß genug für solch einen Test sind, ist stark eingeschränkt. In Frage kämen u.a. elektrische oder auch magnetische Bremsen, die über eine Programmiereinheit unterschiedliche Kennlinien übernehmen können. Der Aufwand für die Konstruktion und Montage solch einer Teststation kann jedoch sehr hoch ausfallen, insbesondere wenn es nachträglich noch zu Änderungen kommen sollte. Deshalb wurde für diese Studie der Weg der virtual reality gewählt.

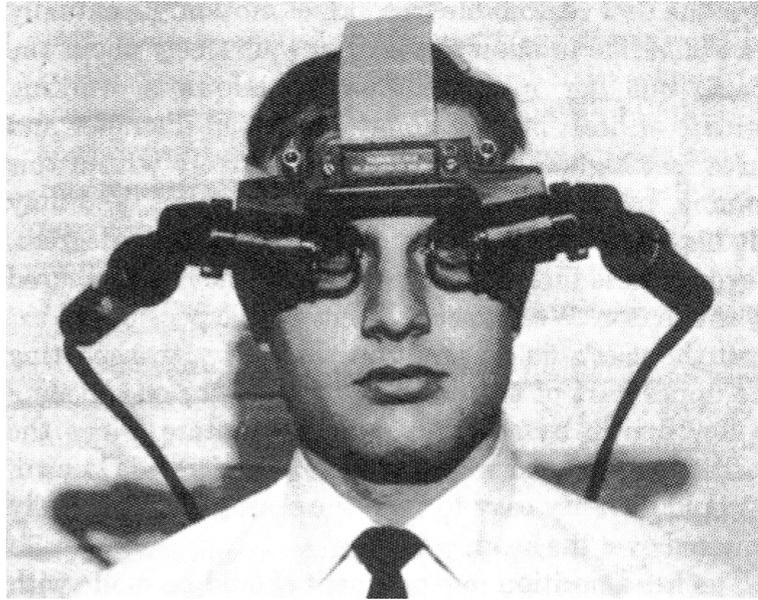


Abbildung 3.1.1: Eines der ersten head mounted displays wurde von Sutherland et al. entwickelt. Über zwei Kathodenstrahlröhren wird das Bild vor die Augen des Benutzers projiziert. Grafik aus Ref. [24].

3.1 Grundlagen der virtual reality

Der Begriff der virtuellen Realität (eng. virtual reality, im Folgenden VR) bezeichnet eine vom Computer generierte Welt, die über spezielle Display und Eingabegeräte, wie „head mounted displays“ und „data-gloves“, für den Benutzer interagierbar ist. Diese virtuelle Welt kann durch den Ersteller nach Belieben angepasst und verändert werden, sodass dem Nutzer eine große Freiheit in der VR zukommt, die er nach eigenen Wünschen ausleben kann, oder eine starke Einschränkung entgegensteht, um die Aufmerksamkeit des Nutzers sehr präzise auf bestimmte Aspekte der VR zu lenken. Verschiedene Aspekte zur Gestaltung der VR werden im Folgenden beleuchtet und im Zusammenhang mit der Entwicklung von idealen Bremsprozessen beurteilt, um abschließend eine VR für diesen Zweck zu erschaffen.

Der Begriff „Ersteller“ deutet dabei auf den Gestalter und / oder Programmierer der VR hin, der die Eingabegeräte, die Umgebung und Fähigkeiten des späteren Nutzers vorschreibt und erstellt. Mit der Bezeichnung „Nutzer“ ist die Person gemeint, die die VR erfährt und sich in dieser befindet sowie mit ihr interagiert. In den meisten Fällen testet der Ersteller die VR zunächst selbst um Fehler zu finden oder Verbesserungspotential zu ergründen. Damit wird der Ersteller auch zeitweise zum Nutzer der VR.

head mounted displays

Bereits 1968 wurde in Ref. [24] ein „head mounted display“ (HMD) - also ein am Kopf befestigtes Display - vorgestellt, das ein vom Computer generiertes Bild über zwei Kathodenstrahlröhren vor die Augen des Benutzers projizierte (vgl. Abbildung 3.1.1). Über verbaute halbdurchlässige Spiegel und Prismen konnte sowohl die reale Umgebung als auch die damit überlagerte virtuelle Realität gleichzeitig gesehen werden. Angedacht war hier die Einblendung von Informationen beim Betrachten von Karten oder Wänden. Diese Einblendung weiterer Information über das Bild der Realität nennt sich „augmented reality“ (AR).

Im Laufe der Zeit wurden die HMDs weiterentwickelt und stetig verbessert. Ein Kritikpunkt war das Sichtfeld (eng. „field of view“, FOV) der Brillen. Das menschliche Sichtfeld liegt bei bis zu 180° in horizontaler und 130° in vertikaler Ausrichtung. Die Randbereiche lassen jedoch

nur Bewegungserkennung zu und ermöglichen keine Muster- und Objekterkennung. In der Regel basieren die HMDs auf Displays, die sehr nah vor den Augen des Betrachters positioniert sind, jedoch über Linsensysteme ein fokussierbares Bild aufbauen. Je nach verwendetem Linsensystem und Größe des Displays sowie dessen Abstand zum Auge ergibt sich ein nutzbarer, fokussierbarer Bereich, der zurzeit kleiner ist als das menschliche Sichtfeld. Es entsteht eine Art Tunnelblick, der die natürliche Wahrnehmung und Immersion stört.

Ein weiteres Problem ist die Bildwiederholungsrate (FPS, engl: „frames per second“) des Displays bzw. der verwendeten Grafikkarte. Kinofilme werden in der Regel mit 24 FPS erzeugt, wobei neuere Filme auch mit 48 FPS oder mehr gedreht werden (vgl. Ref. [5]). Bei schnelleren Kamerafahrten oder Objektbewegungen kann es zu einem Schlieren oder Ruckeln des Bildes kommen, da zu wenig Bilder pro Zeit gemacht werden und das betrachtete Objekt zwischen den Bildern von einer zur nächsten Position springt. Je schneller das Objekt respektive die Kamerabewegung ist, desto mehr ändert sich die Position des Objekts zwischen den Bildern und desto mehr fällt dies dem Betrachter auf.

Für ein HMD gilt diese Betrachtung in erhöhtem Maße, da Kopfbewegungen mit bis zu 60cm/s (vgl. Ref. [26]) nochmals schneller sind als übliche Kamerabewegungen. Bei zu langsamer Bildwiederholungsrate kann es schnell zu Übelkeit und Schwindel beim Nutzer kommen, da bei einer Kopfbewegung, das vom Benutzer erwartete Bild nicht mit dem vom HMD gezeigten Bild übereinstimmt. Diese Symptome werden auch als „simulator sickness“ bezeichnet und näher in Ref. [10] beschrieben.

Um die „simulator sickness“ zu vermeiden, sollten möglichst hohe Bildraten erzeugt werden. HMDs, wie die Oculus Rift DK2 (vgl. Ref. [15]) bzw. Sonys Project Morpheus (vgl. Ref. [22]), erlauben deshalb Bildraten von 75Hz bzw. 120Hz. Solch hohe Bildraten erfordern sehr leistungsstarke Grafikkarten, da für jede Szene der VR pro Auge mit z.B. 75FPS ein Bild erzeugt werden muss. Kann die Grafikkarte nicht rechtzeitig ein neues Bild erzeugen, so zeigen die HMDs das zuletzt erstellte Bild an. Die Bildrate liegt damit immer noch bei 75Hz, es werden jedoch Bilder doppelt hintereinander gezeigt. Dies führt, wie bereits beschrieben, zu einem Ruckeln des Bildes und kann zur „simulator sickness“ führen.

Heutige HMDs, wie die genannte Oculus Rift DK2, bieten eine Erfassung der Kopfdrehung über Magnetfeld- / sowie Gyroskop-Sensoren. Drehungen des Kopfes um jede Raumrichtung werden erfasst und in die VR übertragen, sodass sich der Nutzer in der virtuellen Welt umschauen kann. Diese Sensoren alleine reichen jedoch nicht aus, um eine Abbildung der Bewegung des menschlichen Kopfes zu ermöglichen. Abbildung 3.1.2 zeigt den Schädel und den oberen Teil der Wirbelsäule eines Menschen. Eingezeichnet ist auch der Drehpunkt des Kopfes, der Drehungen um jede Raumrichtung ermöglicht. Zu erkennen ist, dass der Drehpunkt des Kopfes nicht im Bereich der Augen liegt, sodass ein gyroskopischer Sensor, der am HMD angebracht ist und nur Rotationen um den Ortspunkt des HMDs misst, alleine nicht die Kopfbewegung abbilden kann.

Bei der Oculus Rift DK2 wird der gyroskopische Sensor deshalb um eine Kamera (s. Abbildung 3.1.3) erweitert, die das sogenannte „head tracking“, also die Verfolgung der Kopfposition, übernimmt. Die Kamera wird vor dem Nutzer auf einen Tisch oder auf den Computermonitor geklemmt und erfasst die Position des HMDs. Der Erfassungsbereich der Kamera kann bis zu 2.734m in der Breite und 1.835m in der Höhe betragen (vgl. Abbildung 3.1.4), sodass ein in der Regel ausreichender Bereich zur Verfügung steht, um die Kopfposition beim Stehen, Sitzen, Ducken oder Springen zu erfassen. Ein Verlassen des Erfassungsbereichs wird durch eine Einblendung gemeldet, sodass der Nutzer in diesen zurückkehren kann. Das Erfassen der Kopfposition trägt u.a. dazu bei die „simulator sickness“ zu verkleinern, da die reale Kopfbewegung mit in die VR übertragen wird und das erwartete mit dem virtuellen Bild besser übereinstimmt als ohne Verwendung des „head trackings“.

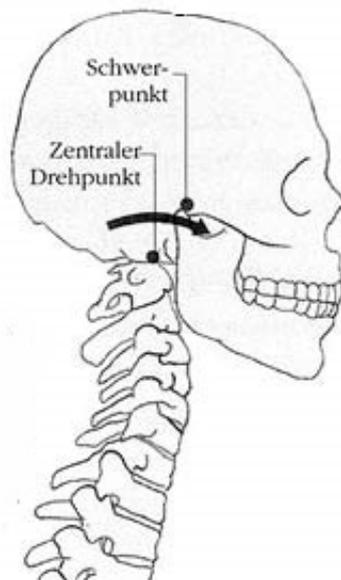


Abbildung 3.1.2: Der Drehpunkt des menschlichen Kopfes wird durch die Position des höchsten Nackenwirbels bestimmt. Die Wirbelsäule ermöglicht weitere translatorische sowie rotatorische Bewegungsmöglichkeiten des Kopfes. Abbildung aus Ref. [12].



Abbildung 3.1.3: Bild der Oculus Rift DK2 sowie der Kamera zur Erfassung der Kopfposition des Nutzers. Bild entnommen aus Ref. [15].

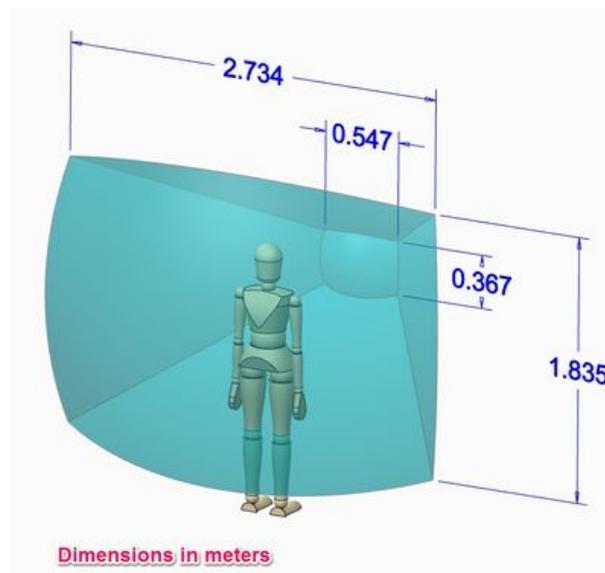


Abbildung 3.1.4: Erfassungsbereich der Oculus Rift DK2 Kamera nach Ref. [17].

Umgebung

Das Erschaffen einer virtuellen Umgebung ist ein wichtiger Aspekt der Immersion und kann darüber entscheiden (vgl. Ref. [21]), ob der Nutzer die VR als störend oder passend empfindet. Es tragen u.a. Licht und Ton, aber auch die Art der Umgebung wie Wald, Stadt oder Wasser, dazu bei, dem Nutzer der VR das Gefühl zu geben, er sei wirklich in der virtuellen Welt. Soll Spannung oder gar Angst aufgebaut werden, so bieten sich düstere Umgebungen an. Für eine Förderung des Wohlbefindens in der virtuellen Umgebung sollten helle und warme Umgebungslichter genutzt werden. Für die virtuelle Beurteilung von Produkten oder Dienstleistungen kann die reale Umgebung möglichst genau wieder gegeben werden oder eine Umgebung geschaffen werden, die nur das Produkt in den Mittelpunkt setzt und Objekte oder auch Personen, die in einem realen Umfeld vorkommen würden, ausblenden. Dies lässt eine Beurteilung des Objektes zu, ohne durch den Kontext der Umgebung beeinflusst zu werden, wie z.B. durch eine virtuelle Person in der Nähe, die sympathisch bzw. unsympathisch wirkt.

Fähigkeiten des Nutzers

Eine Einschränkung bzw. Erweiterung der Fähigkeiten des späteren Nutzers ermöglicht dem Ersteller der VR gezielte Freiheiten zu erzeugen oder einzuschränken. Die Erweiterung der Fähigkeiten des Nutzers wird oft in Videospiele eingesetzt, die Superkräfte wie Fliegen [9] oder das Verschießen von Projektilen [11] ermöglichen. Mit dieser Vorgehensweise wird in der Regel dem Wunsch nach Verbesserung und Übersteigen der eigenen Fähigkeiten nachgekommen. In der VR können Handlungen und Empfindungen erlebt werden, die es in der Realität aus physikalischen und biologischen Gründen nicht gibt. Das Einschränken der Fähigkeiten des Nutzers ist oft ein Element von Simulationen. So wird von Harrison et al. in Ref. [7] ein Rollstuhl Simulator beschrieben und getestet, der z.B. Architekten ein barrierefreies Gestalten von Wohnungen und Gebäuden ermöglichen soll. Hierzu kann sich der Architekt in einen Rollstuhl setzen und mit einem HMD das geplante Gebäude aus der Sicht eines Rollstuhlfahrers erleben. Hindernisse oder gar Sicherheitsmängel können so besser erkannt werden, da sich der Architekt simulativ in derselben Situation wie ein Rollstuhlfahrer befindet und Schwierigkeiten nachempfinden kann. Ein weiteres Ziel der Beschränkung von Fähigkeiten ist die Konzentration der Aufmerksamkeit des Nutzers auf bestimmte Orte, Objekte oder Abläufe. Die Unfähigkeit

eines Nutzers, z.B. eine Tür in der VR zu öffnen, beschränkt den virtuellen Raum, sodass einzelne Räume oder Wohnungen eines virtuellen Hauses nicht verlassen werden können. Diese Beschränkung spart zudem Entwicklungszeit und Computer Ressourcen, da nicht begehbbare Bereiche idealerweise nicht erstellt und vom Computer berechnet werden müssen. Auch die nicht gewollte Interaktion des Nutzers mit Knöpfen, Hebeln, Griffen usw. kann unterbunden und die Aufmerksamkeit damit auf andere Objekte gelenkt werden. Insbesondere in Studien wird dieses Beschränken von Fähigkeiten und Interaktionsmöglichkeiten eingesetzt, um Störfaktoren oder Ablenkungen auszublenden. Freeman et al. nutzen in Ref. [6] eine virtuelle Zugfahrt in London, um das Verhalten und die Reaktionen von Probanden auf Computer generierte Personen und dabei das Krankheitsbild der Paranoia zu untersuchen. Die Nutzer sollten angeben, ob sie die virtuellen Personen als freundlich, neutral oder unfreundlich ansehen. Die Proband konnte sich in dieser Studie nur mithilfe eines HMDs umschauchen. Interaktionen mit der VR waren nicht möglich. Durch das Beschränken der Fähigkeiten auf das Umsehen, konnten die Probanden nur Gestik und Mimik der virtuellen Personen beobachten, jedoch keine Reaktionen durch rufen, winken o.ä. auslösen.

3.2 VR-Befragungsumgebung

Um das ideale Geschwindigkeitsprofil zu ermitteln, wurde unter Berücksichtigung der Aspekte aus Abschnitt 3.1 eine Testumgebung erzeugt, die folgende Merkmale besitzt.

Eingabegeräte und Displays

Als einziges Eingabegerät wurde der Microsoft™ XBOX 360 Wireless Controller gewählt (s. Abbildung 3.2.1). Dieser überträgt die Eingabesignale über eine Funkverbindung, sodass hier störende Kabel wegfallen. Die Hauptbewegung, wie das Vor- und Zurückgehen in der VR, wird über den Analog-Stick (7) erfasst. Die Tasten (1) und (2) werden im Folgenden als Schultertasten bezeichnet, während (5) und (6) die „Select“ und „Start“ Taste sind. Sie dienen der Veränderung der Geschwindigkeitsprofile, hinsichtlich Maximalwert der Geschwindigkeit und Länge des Bremsweges. Die „Y“ Taste (bei 10) kann die Form des Geschwindigkeitsprofils verändern, während die „A“ Taste (bei 10) Aktionen, wie Öffnen und Schließen, der Möbelteile realisiert.

Als Display wird das HMD Oculus Rift DK2 genutzt. Dieses bietet zum Zeitpunkt des Erstellens dieser Arbeit die beste Integration in die gängigsten VR Programmierumgebungen und ist auch hinsichtlich der physikalischen Eigenschaften, wie der Größe des Sichtfelds und der Auflösung, führend. Ein Nachteil sind jedoch die Kabel zur Bildübertragung, sodass sich der Nutzer schnell in diesen verfangen kann.



Abbildung 3.2.1: Grafik eines Microsoft™ XBOX 360 Wireless Controllers. Bild entnommen aus Ref. [18]

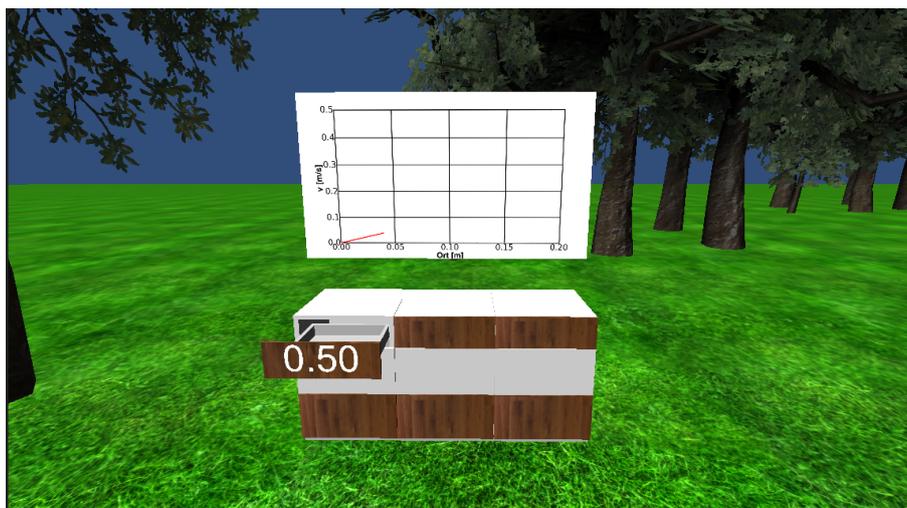


Abbildung 3.2.2: Bild der VR für die Befragung zum idealen Geschwindigkeitsprofil.

Umgebung der VR

Die virtuelle Umgebung wurde mithilfe der Software Unity3D (s. Ref [27]) erzeugt. Abbildung 3.2.2 zeigt ein Bild der VR, die in einer Naturumgebung gehalten wird. Wie in Abschnitt 3.1 erläutert, trägt dies zur Fokussierung des Benutzers auf das zu befragende Objekt bei. Modelliert wurden drei Unterschränke, die jeweils drei Schubkästen beinhalten. Der einzige Schubkasten, der sich bewegen lässt, ist der Schubkasten oben links. Die anderen Schubkästen erlauben den Vergleich von offener und geschlossener Position, sodass der Benutzer unterscheiden kann, ob der Schubkasten bereits geschlossen ist oder er eine sehr niedrige Geschwindigkeit hat und lediglich fast zu ist. Aufgrund der etwas zu geringen Auflösung des HMDs lassen sich diese beiden Zustände nicht leicht aus etwas größerer Entfernung unterscheiden. Die Schubkastenfronten wurden mit Holztexturen und der Boden mit einer Grastextur belegt, sodass ein realistischerer Eindruck der VR entsteht.

Durch Anschauen der Objekte und Drücken der Taste „A“ können die Objekte aktiviert werden. Der Schubkasten kann folglich geöffnet oder geschlossen werden. Das Öffnen wird immer mit der Geschwindigkeit von $0.5 \frac{m}{s}$ durchgeführt, während die Schließgeschwindigkeit durch den Nutzer einstellbar ist. Dies erfolgt durch Anschauen des Schubkastens und Drücken der Schultertasten. Daraufhin verändert sich die Zahl an der Front des Schubkastens, die in $\frac{m}{s}$ die Schließgeschwindigkeit v_0 anzeigt. Dem Nutzer ist es durch die Verstellung möglich den Schubkasten auf eine für ihn alltägliche und gewohnte Geschwindigkeit einzustellen. Erst dadurch kann eine möglichst realitätsnahe Befragung durchgeführt werden.

Über den Schubkästen befindet sich ein Geschwindigkeit-Ort-Diagramm. Es repräsentiert das gewählte Geschwindigkeitsprofil, dem der Schubkasten folgt, sobald er die gewünschte Bremsdistanz erreicht hat. Als Standardwert werden $0.04m$ vor der Geschlossen-Position gewählt. Befindet sich der Schubkasten innerhalb der letzten $0.04m$, so wird die Geschwindigkeit gemäß dem angezeigten Profil gesetzt. Vor den $0.04m$ wird die vom Benutzer gewählte Schließgeschwindigkeit gewählt. Abbildung 3.2.3 zeigt Beispiele verschiedener Geschwindigkeitsprofile. Der Nutzer kann sich entscheiden zwischen linearen, wurzel- und parabelförmigen Geschwindigkeitsprofilen. Diese unterscheiden sich hinsichtlich des Verlaufs der Verringerung der Geschwindigkeit dahingehend, dass die lineare Funktion konstant über den Ort an Geschwindigkeit verliert. Das Wurzelprofil verliert erst gegen Ende des Bremsvorgangs an Geschwindigkeit, während das Parabelprofil bereits am Anfang der Bremsung stark an Geschwindigkeit abnimmt. Die gezeigten Profile unterscheiden sich auch hinsichtlich des Punktes v_{max} , der für die gezeigte "Parabel" am höchsten liegt. Das lineare Geschwindig-

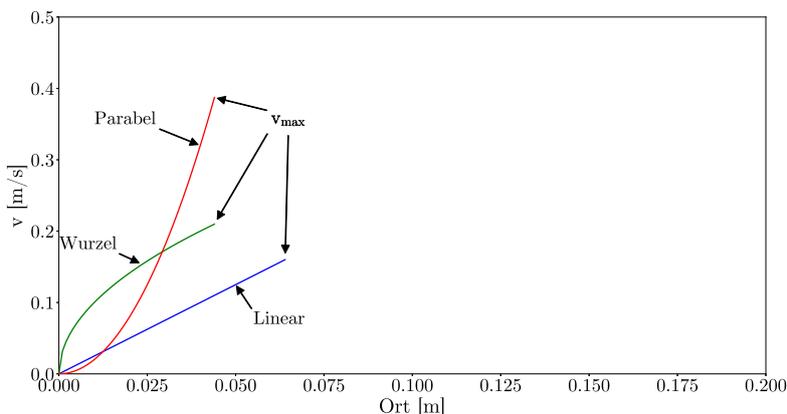


Abbildung 3.2.3: Geschwindigkeitsprofile „Linear“, „Wurzel“ & „Parabel“ bei unterschiedlichen v_{max} und Bremslängen. Die Bewegung beginnt rechts und endet bei $0m$.

keitsprofil zeigt beispielhaft einen längeren Bremsweg, da es bei $0,06m$ beginnt, während die anderen beiden Funktionen am Ort $0,04m$ anfangen. Das System speichert stets die zuletzt ausgewählte Einstellung der Geschwindigkeitsprofile, sodass sich beispielsweise ein Parabelprofil mit hohem v_{max} mit einem linearen Profil und niedrigem v_{max} direkt hintereinander vergleichen lässt. Eine Anpassung der v_{max} Einstellung ist somit für die Profiltypen getrennt einstellbar. v_{max} und v_0 unterscheiden sich insofern, dass v_0 die Geschwindigkeit außerhalb des Bremsbereichs beschreibt. v_{max} hingegen ist der höchste Punkt des Geschwindigkeitsprofils. Liegt v_0 beim Übergang zum Bremsbereich höher als v_{max} , so wird der Schubkasten sofort auf v_{max} abgebremst. Liegt v_0 unter v_{max} , so bewegt sich der Schubkasten mit v_0 fort bis das Geschwindigkeitsprofil einen Wert unterhalb v_0 erzeugt. Hierdurch wird eine plötzliche Erhöhung der Geschwindigkeit des Schubkastens von v_0 auf v_{max} , beim Übergang in den Bremsbereich, verhindert.

Fähigkeiten des Nutzers

Der Nutzer kann sich im Raum frei über den XBOX 360 Controller bewegen. Eine Veränderung der Höhe wird durch das Headtracking der Oculus Rift Kamera ermöglicht, sodass der Nutzer den Schubkasten stehend, kniend, hockend oder sitzend betrachten kann. Eine bewusste Einschränkung oder Erweiterung der Fähigkeiten des Nutzers ist nicht vorgesehen, da die Benutzung des Schubkastens und die Bewertung der Bremsung aus einer möglichst alltäglichen Sicht erfolgen soll.

Ablauf der Befragung

Die Probanden wurden einzeln eingeladen und befragt. Sie kannten das Thema der Befragung und dass es eine Befragung mithilfe der virtuellen Realität sein würde. Als erstes wurde den Probanden die VR-Brille aufgesetzt, sodass sie sich umschauen und mit der virtuellen Umgebung vertraut machen konnten. Auf dem Computermonitor wurde das gleiche Bild, das die Probanden sahen, gezeigt, sodass Hinweise und Anweisungen präziser gegeben werden konnten. Als nächstes wurde gefragt, ob ihnen schwindelig wird und sie gegebenenfalls einen Stuhl brauchen. Dies war jedoch nur in zwei Fällen nötig. Schritt drei war die Einweisung in die Benutzung des Controllers, wobei die VR-Brille weiter getragen wurde, um die Auswirkungen der Tasten und Analog-Sticks sofort zu verdeutlichen. Nachdem die Probanden sich in der VR

umsehen und die ersten Aktionen durchführen konnten, trat eine sichtbare Verbesserung der Immersion ein und die Probanden fühlten sich wohler mit der Steuerung und der Sicht durch die VR-Brille. Der Hauptteil der Befragung wurde mit der Einstellung der Schließgeschwindigkeit gestartet. Die Probanden sollten die Geschwindigkeit so einstellen, dass sie für den Alltag im Küchen- und Wohnumfeld angenehm und der realen Schließgeschwindigkeit ähnlich ist. Die gewählte Geschwindigkeit wurde notiert. Die Ermittlung der häufigsten Schließzeiten bietet Kennwerte für die Geschwindigkeiten am Anfang des Bremsvorgangs, sodass die Bremse keine zu hohen Kräfte und damit Verzögerungen auf den Schubkasten bewirkt. Diese könnten zu einem Verrutschen des Inhalts und zu Vibrationen der Blende oder des Korpus führen. Der Bremsweg wurde zunächst bei konstant $0.04m$ belassen. Anschließend sollten die Probanden für eine zufällig gewählte Profilform, dass für sie ideale v_{max} einstellen. Es wurde stets genug Zeit gegeben, um den für den Probanden angenehmsten Wert zu erhalten. Anschließend durfte der Profiltyp nach Belieben gewechselt werden und wiederum v_{max} verändert werden. Der idealste Profiltyp sowie das zugehörige v_{max} wurde gespeichert, um das ideale Geschwindigkeitsprofil bei den im Möbelmarkt gängigen $0.04m$ Bremsweg zu bestimmen. Der letzte Punkt der Befragung erlaubte den Probanden den Profiltyp, v_{max} und den Bremsweg einzustellen, sodass bei maximaler Einstellbarkeit der Bremsung, das ideale Geschwindigkeitsprofil ermittelt werden konnte.

3.3 Ergebnisse der Befragung

Die Befragung zum Thema des idealen Geschwindigkeitsprofils wurde mit 50 Probanden durchgeführt. Die Befragungen dauerten in der Regel zwischen 15-20 Minuten, wobei der Proband selbst bestimmen konnte, wie viel Zeit für die einzelnen Befragungsteile benötigt werden. Die Anzahl von 50 Probanden wurde für diese Arbeit als ausreichend festgelegt, um eine beispielhafte Befragung aufzuzeigen. Wird eine konkrete Bremsenauslegung für ein bestimmtes Produkt durchgeführt, so sollte in Abhängigkeit der Streuung auch die Anzahl an Probanden erhöht werden.

Schließgeschwindigkeit

Abbildung 3.3.1 zeigt die Ergebnisse des Befragungspunktes der Schließgeschwindigkeit v_0 . Man erkennt eine starke Häufung um 0.6m/s sowie einen starken Abfall der Häufigkeit unter $0.4\frac{\text{m}}{\text{s}}$ sowie über $0.8\frac{\text{m}}{\text{s}}$. Zwei Personen nutzten sogar Geschwindigkeiten von über $1.1\frac{\text{m}}{\text{s}}$. Lässt man die Werte von über $1\frac{\text{m}}{\text{s}}$ außen vor, so ergibt sich ein Mittelwert von $0.6\frac{\text{m}}{\text{s}}$ mit einer Standardabweichung von $0.128\frac{\text{m}}{\text{s}}$.

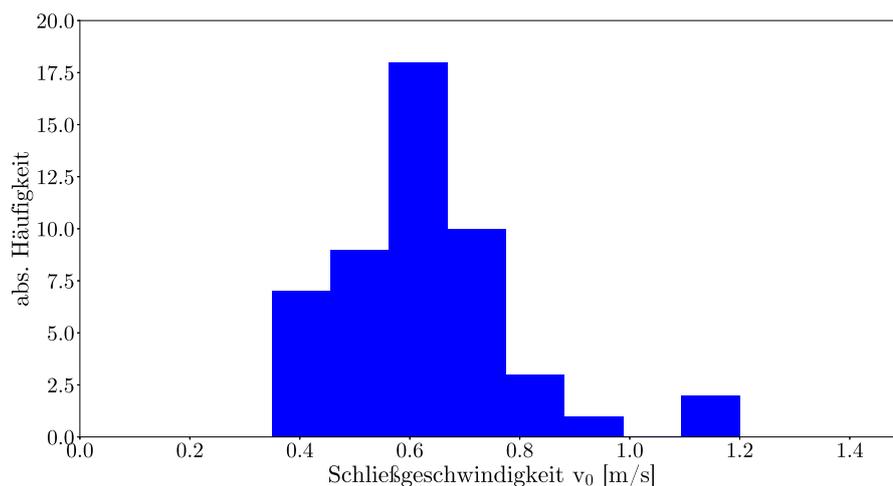


Abbildung 3.3.1: Histogramm der in der VR eingestellten Schließgeschwindigkeit.

Idealer Profiltyp bei festgelegtem Bremsweg

In Abbildung 3.3.2 wird das Histogramm über die gewählte Einstellung für v_{max} gezeigt, unter Berücksichtigung des vom Probanden als ideal definierten Profiltyps. Der Bremsweg beträgt in allen Fällen 0.04m . Tabelle 3.1 zeigt zusammengefasst die Kennwerte der Histogramme aus Abbildung 3.3.2. Von den 50 Teilnehmern entschieden sich 14 Teilnehmer für den Profiltyp „Linear“, 12 Personen wählten die „Parabel“ und 24 Personen empfanden den Typ „Wurzel“ als ideal. Der Mittelwert liegt für den Profiltyp „Wurzel“ am niedrigsten und für die „Parabel“ am höchsten. Betrachtet man Abbildung 3.3.2, so erkennt man die kleinere Streuung der Wahl für den Profiltyp „Wurzel“ im Gegensatz zu den linearen oder parabelförmigen Geschwindigkeitsprofilen. Die Wahl des Typs „Parabel“ weist eine gleichmäßige Verteilung auf, wohingegen der Typ „Wurzel“ stark zwischen $0.05 - 0.15\frac{\text{m}}{\text{s}}$ konzentriert ist.

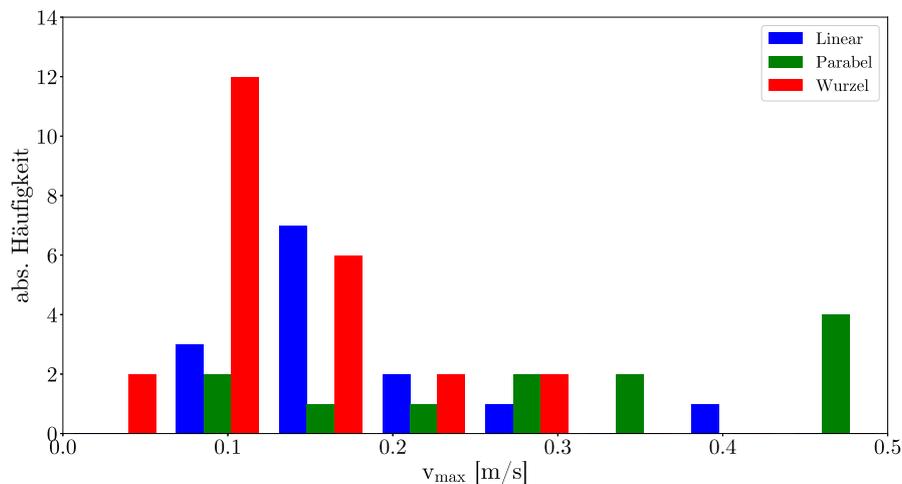


Abbildung 3.3.2: Histogramm der von den Probanden gewählten v_{max} für die Profiltypen „Linear“, „Parabel“ und „Wurzel“.

Kennwert \ Profiltyp	Profiltyp		
	Linear	Parabel	Wurzel
Gesamte Häufigkeit	14	12	24
Mittelwert [$\frac{m}{s}$]	0.17	0.31	0.13
Standardabweichung [$\frac{m}{s}$]	0.08	0.14	0.06
Häufigster Wertebereich [$\frac{m}{s}$]	0.10-0.15	0.45-0.5	0.05-0.10

Tabelle 3.1: Kennwerte der Histogramme für v_{max} bei einem Bremsweg von $0.04m$.

Trägt man die Ergebnisse jedoch nicht für v_{max} , sondern für die sich ergebene Schließzeit auf (vgl. Anhang B), so ergibt sich hinsichtlich der Standardabweichung ein anderes Bild (s. Abbildung 3.3.3). Es zeigt sich, dass die Mittelwerte näher beieinander liegen und die Schließzeiten der Profile „Parabel“ und „Linear“ die kleinsten Standardabweichungen haben. Das Profil „Wurzel“ zeigt eine höhere Standardabweichung mit $0.30s$ (vgl. Tabelle 3.2). Die Mittelwerte der Schließzeiten liegen zwischen $0.72s$ bei dem Profil „Wurzel“ sowie $0.93s$ bei dem Profil „Parabel“. Grundsätzlich lässt sich sagen, dass Schließzeiten zwischen $0.75s$ und $1.00s$ von den meisten Probanden als gut bewertet wurden. Auf Nachfrage gaben ca. 30% der Probanden an, kaum Unterschiede zwischen den Profiltypen – insbesondere zwischen den Typen „Linear“ und „Wurzel“ - erkennen zu können und es lediglich „Nuancen“ sind, die die Entscheidung beeinflussen. Dies könnte erklären, warum die Mittelwerte der Schließzeiten ähnlich sind obwohl die Verteilungen bei v_{max} (vgl. Abbildung 3.3.2) wenig Übereinstimmung erkennen lassen. Abbildung 3.3.3 weist jedoch auf, dass es einen stärkeren Abfall zu höheren Schließzeiten als zu niedrigeren Schließzeiten gibt. Aus den bisherigen Ergebnissen lässt sich zunächst festhalten, dass eine Schließzeit zwischen $0.75s$ und $1.00s$ mit dem Profil „Wurzel“ für die meisten Probanden ein guter Kompromiss wäre, wobei das Profil nicht wirklich entscheidend wäre.

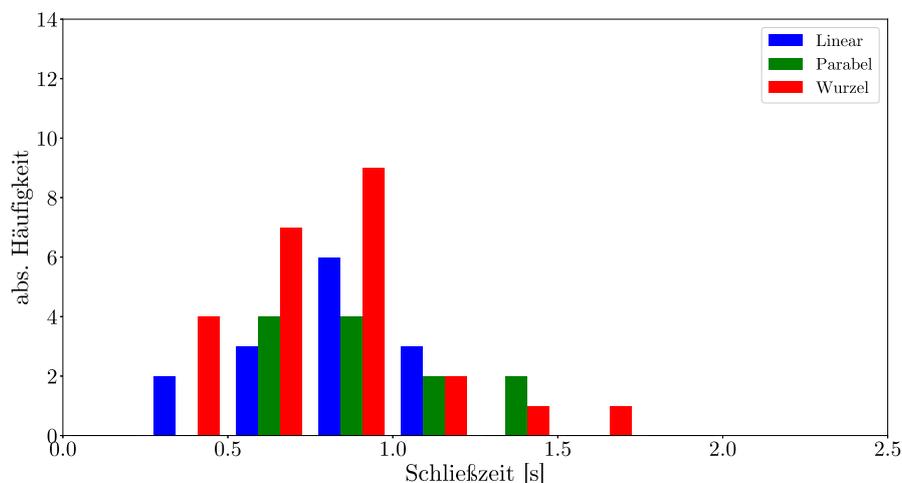


Abbildung 3.3.3: Histogramm der Schließzeit bei $0.04m$ Bremsweg, aufgeteilt nach Profiltyp.

Kennwert \ Profiltyp	Profiltyp		
	Linear	Parabel	Wurzel
Gesamte Häufigkeit	14	12	24
Mittelwert [s]	0.76	0.93	0.72
Standardabweichung [s]	0.23	0.25	0.30
Häufigster Wertebereich [s]	0.75-1.00	0.75-1.00	0.75-1.00

Tabelle 3.2: Kennwerte der Histogramme für die Schließzeit bei einem Bremsweg von $0.04m$.

Idealer Profiltyp bei wählbarem Bremsweg

Der letzte Teil der Befragung erlaubte den Probanden auch die Einstellung des Bremswegs, um das für sie ideale Bremsprofil zu erzeugen. Tabelle 3.3 und Abbildung 3.3.4 a) zeigen die Ergebnisse für den Parameter v_{max} , unterteilt nach den jeweiligen Profiltypen. Erkennen lässt sich, dass das Profil „Wurzel“ und „Linear“ am meisten gewählt wurden, während der Typ „Parabel“ mit neun Probanden niedriger ausfällt. Der Mittelwert sowie die Standardabweichung des Typs „Wurzel“ fallen niedriger aus als bei den Typen „Linear“ und „Parabel“. Ebenso sind die Geschwindigkeiten mit den meisten Stimmen in niedrigeren Bereichen. Vergleicht man die Geschwindigkeitswerte aus Tabelle 3.3 mit den Werten aus Tabelle 3.1, so erkennt man einen Anstieg der Mittelwerte. Die Standardabweichungen sind nur leicht gestiegen. Die Wertebereiche, die am häufigsten gewählt wurden, haben sich verschoben bzw. mussten im Falle des Typs „Linear“ erweitert werden, da sich die Probanden gleichmäßig für zwei Bereiche entschieden haben. Auffallend ist jedoch, dass sich mehr Probanden für den Typ „Linear“ entschieden haben, als es bei einem Bremsweg von $0.04m$ der Fall war. Der Typ „Parabel“ hat drei und der Typ „Wurzel“ hat eine Stimme verloren. Der Typ „Wurzel“ wird jedoch noch immer von den meisten Probanden gewählt.

Kennwert \ Profiltyp	Linear	Parabel	Wurzel
Gesamte Häufigkeit	18	9	23
Mittelwert [$\frac{m}{s}$]	0.24	0.4	0.18
Standardabweichung [$\frac{m}{s}$]	0.1	0.15	0.09
Häufigster Wertebereich [$\frac{m}{s}$]	0.13-0.31	0.25-0.31	0.06-0.13

Tabelle 3.3: Kennwerte der Histogramme für v_{max} bei beliebigem Bremsweg.

Hinsichtlich des gewählten Bremswegs (vgl. Abbildung 3.3.4 b) sowie Tabelle 3.4) zeigt sich, dass ein großer Teil der Probanden größere Bremswege, als die bisherigen $0.04m$, einstellten. Man erkennt außerdem, dass der Profiltyp „Wurzel“ mit im Mittel $0.076m$ den größten Bremsweg aufweist und damit die üblichen $0.04m$ um 90% übersteigt. Für alle drei Profiltypen liegt der am häufigsten gewählte Bereich zwischen $0.050m$ und $0.075m$.

Kennwert \ Profiltyp	Linear	Parabel	Wurzel
Gesamte Häufigkeit	18	9	23
Mittelwert [m]	0.065	0.055	0.076
Standardabweichung [m]	0.035	0.021	0.026
Häufigster Wertebereich [m]	0.050-0.075	0.050-0.075	0.050-0.075

Tabelle 3.4: Kennwerte der Histogramme für den von den Probanden gewählten Bremsweg.

Kombiniert man die gewählten Parameter v_{max} mit den korrespondierenden Bremswegen, so lässt sich auf die in Abbildung 3.3.5 und Tabelle 3.5 dargestellten Schließzeiten zurückrechnen. Diese zeigen auf, dass die Mittelwerte der Schließzeiten unterschiedlich ausfallen. Die gewählten Geschwindigkeitsprofile mit dem Typ „Wurzel“ weisen die kleinste und der Typ „Linear“ die größte Standardabweichung auf. Die Histogramme und die Standardabweichungen der Daten stellen jedoch auch heraus, dass es Abweichungen nach oben und unten gibt. So gibt es Probanden, die eine Schließzeit von nur $0.25s$ bevorzugten, wohingegen andere bis zu $2.3s$ Schließzeit als ideal empfinden. Abschließend lässt sich sagen, dass die Unterschiedlichkeit der Ergebnisse zeigt, dass Probanden sehr verschiedene Definitionen des idealen Bremsprozesses festlegen. Sowohl der Profiltyp, v_{max} als auch die Schließzeit haben eine große Bandbreite hinsichtlich der Ergebnisse, sodass nicht ein idealer Bremsprozess festgelegt werden kann, sondern eine Auswahl an verschiedenen Bremsen die große Bandbreite abdecken müsste. Ein Kompromiss, der eingegangen werden kann, um einen Großteil der Möbelbesitzer zufriedenzustellen, ist die Festlegung des Mittelwerts von $1.02s$ als Schließzeit bei $65mm$ Bremsweg, sowie den am meisten gewählten Profiltyp „Wurzel“ als ideales Geschwindigkeitsprofil. Diese Parameter werden im Folgenden zur Auslegung angenommen.

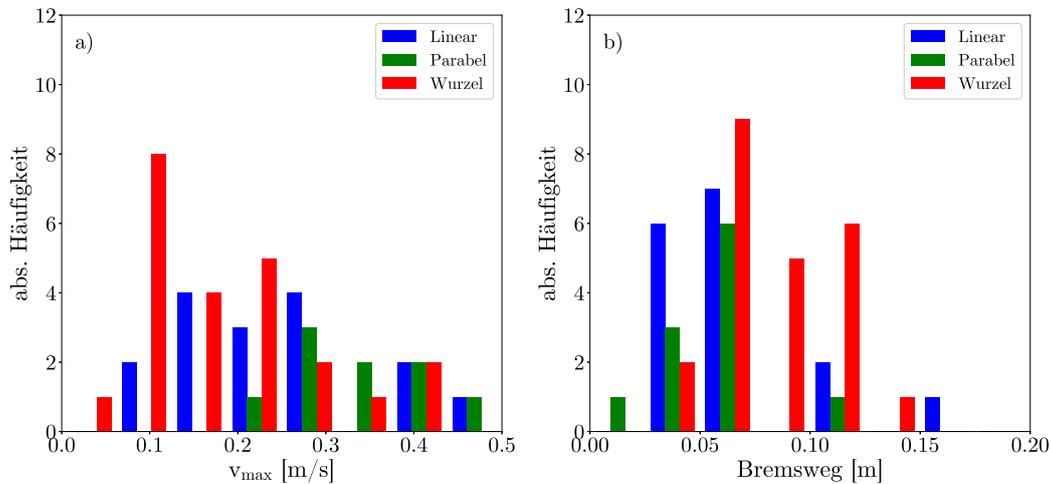


Abbildung 3.3.4: Histogramm für a) v_{max} und b) Bremsweg, aufgeteilt nach Profiltyp

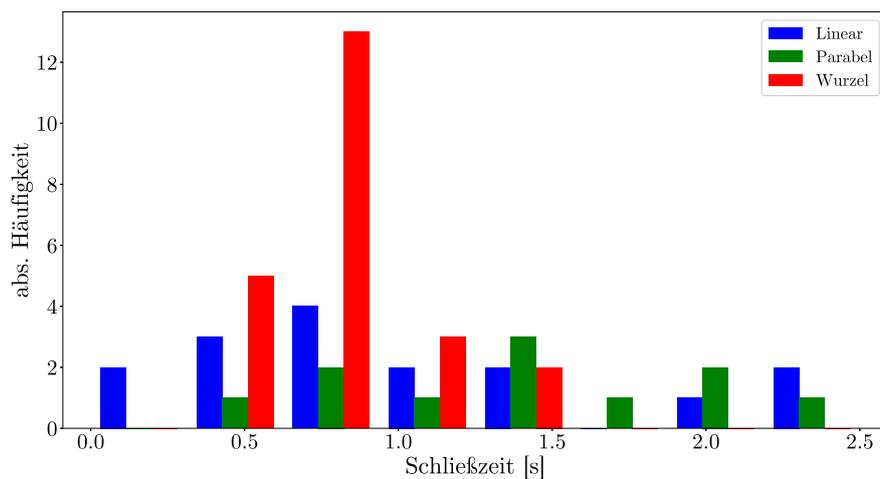


Abbildung 3.3.5: Histogramm der Schließzeit bei frei wählbarem Bremsweg, aufgeteilt nach Profiltyp.

Kennwert \ Profiltyp	Profiltyp		
	Linear	Parabel	Wurzel
Gesamte Häufigkeit	18	9	23
Mittelwert [s]	1.05	1.41	0.8
Standardabweichung [s]	0.66	0.54	0.28
Häufigster Wertebereich [s]	0.75-1.00	1.25-1.5	0.75-1.00

Tabelle 3.5: Kennwerte der Histogramme für die Schließzeit bei frei wählbarem Bremsweg.

Schließgeschwindigkeiten & -energien

In der Befragung zum idealen Geschwindigkeitsprofil von Bremsen in Möbeln konnten die Benutzer die Schließgeschwindigkeit des Schubkastens einstellen. Abbildung 3.3.1 zeigt das Histogramm der Ergebnisse dieser Teilbefragung. Allerdings äußerten viele Benutzer Bedenken bei dieser Einstellung, da sie ohne haptische Rückmeldung nicht genau einschätzen konnten mit welcher Geschwindigkeit sie einen realen Schubkasten schließen würden. Außerdem könnten im Alltag Abweichungen von der Einstellung auftreten, da nur die wenigsten Menschen auf die Schließgeschwindigkeit im Alltag achten, Beladungen und Reibung der Schubkastenführung variieren oder eine aufgebrachte Stimmungslage zu einem beherzten Schließen des Schubkastens führen. Aufgrund dieser Abweichungen wird eine Überprüfung der Geschwindigkeiten im Alltag durchgeführt. Hierzu wurde ein mobiler Sensor entwickelt, an welchen folgende Anforderungen gestellt sind:

- Messung der Geschwindigkeit
- Autarke Energieversorgung des Sensors.
- Keine Kabel, die mit dem Schubkasten mitbewegt werden
- Messung über mindestens 2 Wochen ohne Aufladen des Energiespeichers
- Einfache Montage, auch von Laien durchführbar
- Speichern der Werte, sodass diese nach Ende der Messungen ausgelesen werden können

Eine Lösung, um diese Anforderungen zu erfüllen, bildet der im Anhang Abschnitt C beschriebene Aufbau aus Sensormodulen und einer Empfangseinheit. Es wurden vier Sensormodule an Schubkästen befestigt und in Küchen von Probanden platziert. Das Gewicht der einzelnen Schubkästen wurde ermittelt, um nicht nur Schließgeschwindigkeit, sondern auch die Schließ- und Öffnungsenergien berechnen zu können. Da die Bremse unterschiedlich große Kräfte aufbringen muss, um unterschiedliche Bremsmassen auf einem festgelegten Geschwindigkeitsprofil zu halten, sind die kinetischen Energien der beladenen Schubkästen entscheidend. Im Gegensatz zum virtuellen Aufbau, welcher keine Berücksichtigung der Massen vorsah, muss die Auslegung einer realen Bremse, diese mit einbeziehen. Bei jedem Öffnungs- und Schließvorgang eines Schubkastens wird die Messung der Beschleunigungen gestartet und nach 10s Inaktivität beendet. Die Beschleunigungswerte werden gespeichert und bei der Auswertung genutzt um die Geschwindigkeiten zu erhalten. Für jede dieser Messungen wird die maximale Schließgeschwindigkeit ermittelt. Abbildung 3.3.6 und Abbildung 3.3.7 zeigen die Ergebnisse der Messungen aller Probanden, wobei Abbildung 3.3.6 die maximale Schließgeschwindigkeit und Abbildung 3.3.7 die maximale kinetische Energie des Schubkastens, während eines Schließvorgangs aufzeigen.

Betrachtet man Abbildung 3.3.6 so erkennt man, dass ein Großteil der Schließvorgänge mit $0.2\text{--}0.6\frac{\text{m}}{\text{s}}$ durchgeführt wurden. Geschwindigkeiten unter $0.2\frac{\text{m}}{\text{s}}$ entsprechen mehr einem von Hand Zuführen des Schubkastens. Die Verteilung der Häufigkeit aller Geschwindigkeiten entspricht nahezu einer Normalverteilung um $0.35\frac{\text{m}}{\text{s}}$, wobei es eine etwas größere Schulter zu höheren Geschwindigkeiten gibt. Im Vergleich zu den von den Probanden gewählten Geschwindigkeiten in der VR Befragung (vgl. Abbildung 3.3.1) fallen die gemessenen Geschwindigkeiten um ca. 50% kleiner aus. Die absolute Streuung lässt sich aufgrund der kleineren Anzahl an VR Befragungen nicht eindeutig miteinander vergleichen. Sie liegen jedoch in der gleichen Größenordnung. Die geringeren gemessenen Geschwindigkeiten können mehrere Gründe haben: Zunächst fehlte den Probanden in der VR Befragung die haptische Rückmeldung, sodass sie nicht, wie im Alltag intuitiv Beschleunigung und Geschwindigkeit über eine Gegenkraft an der Hand bestimmen, sondern allein auf die visuelle Darstellung angewiesen sind. Hier können

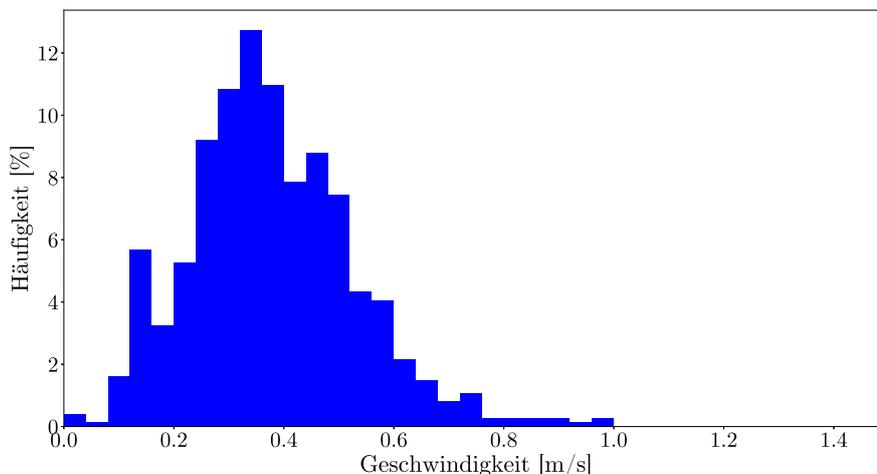


Abbildung 3.3.6: Histogramm der gemessenen Schließgeschwindigkeiten der Schubkästen.

die Probanden die Geschwindigkeit der VR leicht unterschätzen, da kein Gefühl für den Kraftaufwand zur Beschleunigung eines beladenen Schubkastens vorhanden ist. Ein weiterer Punkt ist, dass keine Defekte oder Deformationen des Inhalts in der VR zu befürchten sind. Im alltäglichen Umgang mit Besteck, Teller und Tassen, die sich im Schubkasten befinden, wird mehr Vorsicht vorhanden sein, um keine Beschädigung und keine Geräusche, wie die Bewegung und das Aufeinandertreffen des Inhalts, zu verursachen. Eine zu hohe Geschwindigkeit in der VR hat demnach keine Folgen für einen eventuell vorhandenen Inhalt.

Werden die gemessenen Geschwindigkeiten mit den vorher gewogenen Massen der Schubkästen, die im Bereich von $10 - 37\text{kg}$ liegen, verknüpft, so zeigt sich die in Abbildung 3.3.7 dargestellte Verteilung der kinetischen Energien. Die wahrscheinlichsten, auftretenden Energien liegen zwischen 0J und 2J , wobei es ab 2J eine sehr flach abfallende Schulter der Verteilung gibt. Schließvorgänge mit über 5J traten in nur 6% der Schließvorgänge auf. Grundsätzlich lässt sich im Vergleich zu den in der VR Befragung ermittelten Werten festhalten, dass die Geschwindigkeiten in der Realität geringer ausfallen. Auch die wahrscheinlichsten kinetischen Energien, die von der Bremse abgefangen werden müssen, lassen sich aus diesen Messungen ableiten. Eine ideale Bremse kann alle Lastfälle abdecken, da aber eine Bremse unter realen Bedingungen an physikalische Grenzen stoßen kann, ist eine Konzentration der Auslegung auf bestimmte Lastfälle hilfreich. 94% der gemessenen Energien liegen unter 5J , sodass eine Auslegung der Bremse auf diesen Bereich von hoher Priorität ist. Wenn genug Reserven vorhanden sind, sollte der Energiebereich über 5J als zweites betrachtet werden.

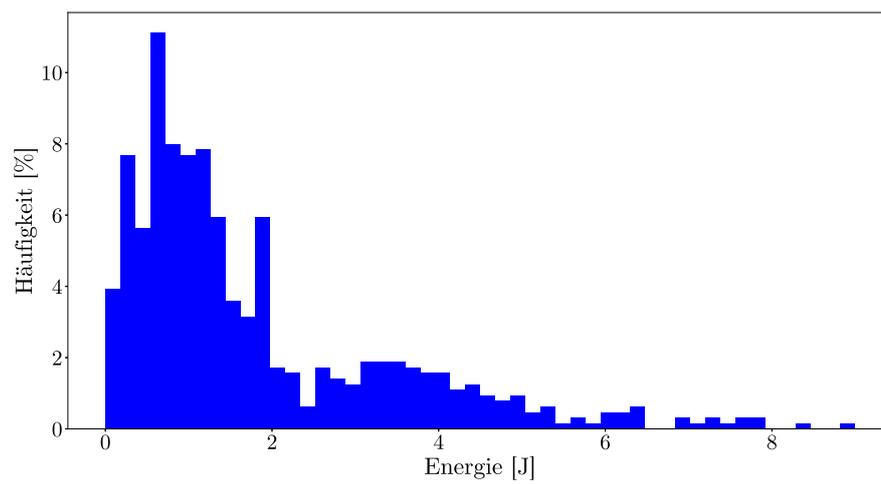


Abbildung 3.3.7: Histogramm der gemessenen kinetischen Energien der Schubkästen.

4 Bremsenauslegung

Der in Abschnitt 3 definierte Bremsprozess kann durch verschiedene technische Lösungen erreicht werden, die jeweils ihre Vor- und Nachteile haben. Eine Bewertung der Vor- und Nachteile und Gewichtung der Einzelpunkte erfolgt im folgenden Abschnitt 4.1. Anschließend wird in Abschnitt 4.2 für den optimalen Bremsentyp eine gängige Konstruktion gewählt und ein Simulationsmodell erarbeitet.

4.1 Bremsentypen

Bremsen basieren auf verschiedenen Wirkungsprinzipien, die sich je nach Anwendungsfall unterscheiden. Die verbreitetsten Typen sind

- Mechanisch
 - Kratzbremse
 - Klotzbremse
 - Bandbremse
 - Fliehkraftbremse
- Elektromagnetisch
 - Wirbelstrombremse
 - Elektromotorische Bremse
 - Widerstandsbremse
 - Magnetschienenbremse
- Formgedächtnisbremse
- Strömungs-/Fluidtechnisch
 - Viskose Fluidbremse
 - * Newton'sche Fluidbremse
 - * Magnetorheologische Fluidbremse
 - * Elektrorheologische Fluidbremse
 - Gasbremse
 - * Drosseln / Bremsen
 - * Bremsklappen / -schirme

Kratzbremse

Kratzbremsen zeichnen sich meist durch einen Hebel aus, dessen langes Ende vom Benutzer bewegt wird, damit das kurze Ende mit einer hohen Kraft gegen eine Reibfläche gedrückt wird. Über die Längen der Hebel und die Auslenkung des Hebels lässt sich die Bremskraft einstellen. Einsatzgebiete finden sich bei Schlitten oder auch Kettcars.

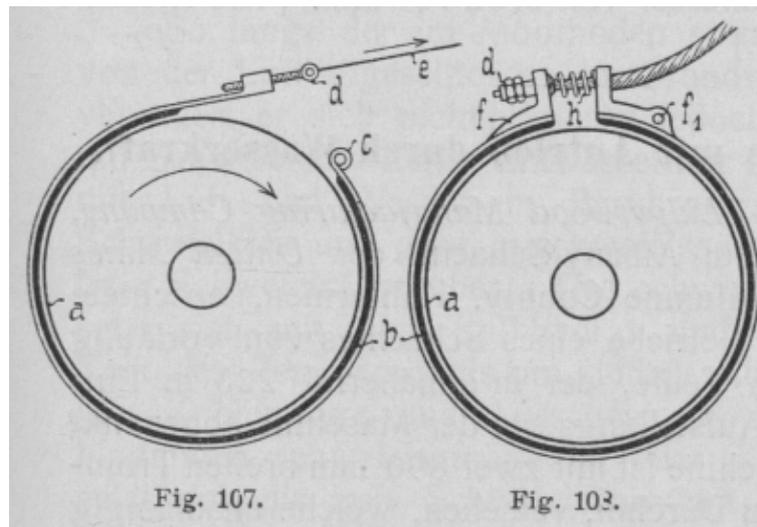


Abbildung 4.1.1: Verschiedene Aufbauten von Bandbremsen aus Ref. [8]. Fig. 107 zeigt eine Bandbremse mit (d) Seilzug, wobei (a) eine sich bewegende Welle und (b) den Bremsbelag darstellt, der sich über die Zugkraft des Seilzugs an der sich bewegenden Welle anlegt und eine Bremskraft erzeugt. Fig. 108 besitzt einen ähnlichen Aufbau. Allerdings wird hier (d) ein Bowdenzug verwendet, der (f) das Loslager gegen (f₁) das Festlager drückt. Dadurch legt sich (b) der Bremsbelag an (a) die Welle an und erzeugt eine Bremskraft.

Klotzbremsen

Bremsklötze werden in Klotzbremsen an das zu bremsende Bauteil gepresst und erzeugen je nach Antriebsdruck und Reibwerte der eingesetzten Materialien variabel einstellbare Kräfte. Klotzbremsen werden beispielsweise in Fahrrädern und Autos eingesetzt. Über hydraulische Verstärkungen der Anpresskräfte können damit sehr hohe Massen wie Lastkraftwagen abgebremst werden.

Bandbremse

In Bandbremsen schlingt sich ein Band aus Metall, Kunststoff oder reißfestem Textil um eine sich drehende Scheibe (vgl. Abbildung 4.1.1). Meist wird über einen Seilzug die Anlegekraft und damit die Bremskraft eingestellt. Ähnlich zur Klotzbremse tritt ein Verschleiß des Bandes auf, der durch Verunreinigungen und Abrieb zwischen Scheibe und Band weiter verstärkt wird. Aufgrund des Prinzips der rotierenden Scheibe wird die Bandbremse in der Regel zur Bremsung von rotierenden Massen wie Rädern genutzt.

Fliehkraftbremse

Fliehkraftbremsen und -kupplungen werden meist zur Drehzahlbegrenzung genutzt und wirken erst ab einer Mindestgeschwindigkeit. Abbildung 4.1.2 zeigt das Schema einer Fliehkraftbremse. Die (2) Fliehgewichte werden durch Drehung (1) der Profelnabe nach außen gedrückt und legen sich über (4) die Belagbügel an (5) der Kupplungsglocke an. (3) Federn sorgen für eine Gegenkraft zur Zentrifugalkraft und ziehen die Fliehgewichte zur Profelnabe zurück. Dadurch kommt es erst ab einer Mindestgeschwindigkeit zu einem Kraftschluss und Übertragung der Bremskraft. Über die Federkonstante der Feder oder die Masse der Fliehgewichte kann die Mindestgeschwindigkeit variiert werden. Abwandlungen der Fliehkraftbremse lassen eine Variation der Kraft-Kennlinie gegenüber der Drehgeschwindigkeit zu. Aufgrund der Reibung des Belagbügels an der Kupplungsglocke kommt es zu einem Verschleiß des Bügels und die

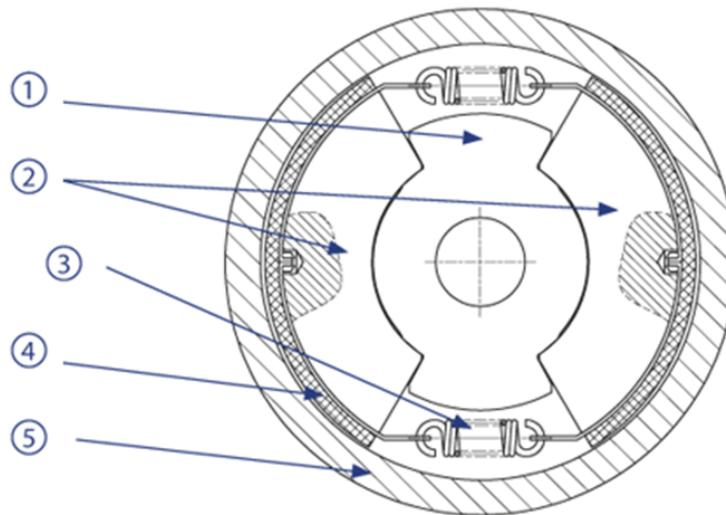


Abbildung 4.1.2: Schematischer Aufbau einer Fliehkraftbremse. (1) Profilnabe, (2) Fliehkörper, (3) Zugfedern, (4) Belagbügel, (5) Kupplungsglocke. Entnommen aus Ref. [23].

Charakteristik der Bremse verändert sich über die Lebensdauer. Fliehkraftbremsen werden oft in Angeln eingesetzt, um ein unkontrolliertes Abrollen der Schnur beim Wurf des Köders zu verhindern. Trifft dieser auf die Oberfläche des Wassers, so würde sich die Schnurrolle weiter drehen und zu viel Seil freigeben, das sich an der Rolle aufstaut. Das Seil ist damit nicht mehr gleichmäßig an der Rolle angelegt sondern bildet so genannte Perücken.

Wirbelstrombremse

Wirbelstrombremsen bestehen grundlegend aus einem Magneten und einem elektrisch leitfähigen Gegenstück, das in vielen Fällen als Metallscheibe ausgeführt ist. Bewegt sich die Metallscheibe im Magnetfeld relativ zum Magneten oder der Magnet relativ zur Metallscheibe, so werden Kreisströme im Metall erzeugt, die selbst Magnetfelder erzeugen, die aufgrund der Lenz'schen Regel entgegengesetzt zum Magnetfeld des Magneten ausgerichtet sind. Durch die erzeugten Magnetfelder entsteht eine Bremskraft, die die Metallscheibe abbremst und das System zum Stillstand bringt. Wirbelstrombremsen, die ausschließlich Permanentmagnete nutzen, kommen ohne Energiezufuhr aus und werden oft in sicherheitsrelevanten Bereichen, wie z.B. der Bremsung eines Waggons einer Achterbahn oder eines Freifallturms genutzt. Die Wirbelstrombremse ist grundlegend verschleißfrei, benötigt jedoch für größere Kräfte starke Permanentmagnete, die oft auf Metalle der Seltenen Erde basieren. Deren Abbau ist ökologisch und politisch gesehen nicht einfach, sodass auch hier Alternativen gesucht werden. Da das Prinzip der Wirbelstrombremse auf einer Relativbewegung von Magnet und Gegenstück basiert, lässt sich eine geschwindigkeitsabhängige Bremse realisieren.

Elektromotorische Bremse

Eine elektromotorische Bremse nutzt einen Elektromotor, um damit verbundene Teile abzubremzen. Dazu ist der Motor ständig oder nur im Bedarfsfall über eine Kupplung mit dem zu bremsenden Bauteil verbunden. Soll ein Bauteil gebremst werden, so wird der Elektromotor entgegengesetzt zur Bewegungsrichtung des zu bremsenden Bauteils eingesetzt. Der Motor wird solange in Gegenrichtung arbeiten bis das Bauteil auf die gewünschte Geschwindigkeit abgebremst ist. Der Vorteil dieser Bremse ist eine Möglichkeit der elektrischen Regelung der Bremskraft, die auf unterschiedliche Lastfälle und Umgebungseinflüsse eingehen kann. Der



Abbildung 4.1.3: Stark biegbarer Brillenrahmen aus einer Formgedächtnislegierung. Entnommen aus Ref. [16].

Nachteil dieses Systems ist die Abhängigkeit von elektrischer Energie, sodass entweder eine Netzversorgung oder ein Batteriebetrieb nötig ist.

Widerstandsbremse

Die Widerstandsbremse funktioniert analog zur elektrischen Bremse, wobei der Elektromotor nicht durch Energiezufuhr zur Bremsung genutzt wird, sondern über die Bewegung des zu bremsenden Laufteils angetrieben wird. Dadurch fungiert als Generator, welcher die Bewegungsenergie über einen angeschlossenen elektrischen Widerstand in Wärmeenergie umwandelt. Die Einstellung der Bremskraft kann hier durch Veränderung des Widerstands erfolgen.

Magnetschienenbremse

Magnetschienenbremsen werden oft im Bahnbereich eingesetzt. Dazu werden Bremsklötze über Elektromagneten an die Schienen gepresst, sodass, ähnlich zur Klotzbremse, Reibkräfte entstehen, die das System abbremsen. Die Reibkraft wird über die Elektromagnete variiert, sodass eine Regelung der Kräfte an sich verändernde Umgebungsparameter durchgeführt wird. Die Magnetschienenbremse wird im Bahnbereich meist in Kombination mit der Wirbelstrombremse genutzt, um bei hohen Geschwindigkeiten eine weitere Vergrößerung der Bremskraft zu ermöglichen.

Formgedächtnisbremse

Der Einsatz von Formgedächtnislegierungen zeigt eine große Bandbreite von Anwendungsgebieten. So werden z.B. im Automobilbereich Tankklappen oder auch Thermostate mit Formgedächtniselementen bewegt (vgl. Ref. [FGL_FG_Innovation]). Formgedächtniselemente lassen sich in der austenitischen Phase stark verformen und kehren bei Entlastung in die Ursprungsform zurück (vgl. Abbildung 4.1.3). Die Verformung dieser Elemente ermöglicht eine hohe Energieaufnahme und eignet sich unter anderem zur Dämpfung von Schwingungen oder Bremsung von Objekten. Allerdings tritt mit der Anzahl an Bremsvorgängen ein Trainingseffekt auf, der zur Abnahme der Bremsfähigkeit führt und damit die Lebensdauer des Bremslements begrenzt.

Fluidbremse

Fluidbremsen basieren auf dem Prinzip der Verdrängung von viskosen Fluiden und der damit verbundenen Energiedissipation durch innere Reibung. Die gängigsten Bauarten sind Linear- und Rotationsbremsen, wobei immer ein bewegliches Bauteil, wie z.B. ein Kolben, mit dem zu bremsenden Objekt verbunden ist und bei der Bewegung das Bremsfluid verdrängt. Dabei lassen sich mehrere Klassen von viskosen Fluiden unterscheiden:

Newton'sche Fluidbremse

Die Viskosität von Newton'schen Fluiden bleibt auch bei hohen Schergeschwindigkeiten konstant. Fluiddämpfer werden unter anderem im Automobil-, Möbel- und Bahnbau eingesetzt, da sie hohe Energiemengen in Wärme umwandeln können bei vergleichsweise kleinen Abmessungen. Sie werden zurzeit am häufigsten von Möbelherstellern / -zulieferern eingesetzt, da sie für die üblichen Belastungen ausreichende Kräfte bei kleinem Bauraum ermöglichen, gut skalierbar sind und einen sehr geringen Geräuschpegel verursachen.

Magnetorheologische Fluidbremse

Magnetorheologische Medien beinhalten magnetische Partikel, die über externe magnetische Felder ausgerichtet werden können. Je nach Ausrichtung der Partikel wird die Viskosität des Fluides gemindert bzw. erhöht, sodass die resultierende Kraft der Bremse den Gegebenheiten angepasst wird. Ein Beispiel der Anwendung findet sich in Automobilen mit vom Fahrer einstellbarer Dämpfung des Fahrwerks. Der Fahrer kann die Dämpfung härter oder weicher einstellen, sodass ein Sport- oder Komfortmodus gewählt werden kann.

Elektrorheologische Fluidbremse

Kann ein Fluid bei angelegter elektrischer Spannung die Viskosität verändern, so wird dieses als elektrorheologisches Fluid bezeichnet. Analog zu den magnetorheologischen Fluiden befinden sich in elektrorheologischen Fluiden polarisierbare Partikel, die mit Hilfe eines äußeren elektrischen Feldes polarisiert werden können. Die Dipole richten sich untereinander so aus, dass Ketten aus Partikeln entstehen und damit die Viskosität erhöhen. Elektrorheologische Bremsen und Dämpfer benötigen in der Regel Spannungen ab 1kV, um eine ausreichende Veränderung der Viskosität zu erreichen. Anwendungen von elektrorheologischen Bremsen und Dämpfern sind u.a. verstellbare Fahrwerksdämpfer in PKW und LKW, sowie Fitnessgeräten, deren Kraftwiderstände an die Kraft und Ausdauer des Benutzers angepasst werden können. Damit lassen sich computergesteuerte Trainingspläne erstellen und automatisch auf das Fitnessgerät, wie Stepper, Beinpressen u.ä., übertragen. Ein Auflegen von Gewichten durch den Anwender entfällt dadurch (vgl. Ref. [3]).

Gasbremse

Das viskose Medium in Gasbremsen ist in den meisten Fällen Luft oder auch Stickstoff. Analog zu den Fluiden wird das Gas durch einen Kolben o.ä. bei der Bewegung verdrängt und durch einen festdefinierten Spalt oder Kanal geleitet. Die Abmessungen dieses Spalts geben dabei den Strömungswiderstand vor und sind damit entscheidend für die Kraft der Bremse. Aufgrund der um Größenordnungen kleineren Viskosität im Vergleich zu Fluiden sind die Spalte viel kleiner auszulegen als für Fluiddämpfer. Eine Anwendung von Gasbremsen ist beispielsweise der Möbelbau, da Gasbremsen gut skalierbar und vergleichsweise günstig in der Herstellung sind. Ein Nachteil ist die Fertigung der Strömungskanäle, die aufgrund der kleinen Größe

und vergleichsweise großen Toleranzen stark schwankend ausfallen, sodass der Eindruck des Bremsvorgangs, den der Benutzer erfährt, stark schwankt.

4.1.1 Bewertung der Bremsentypen

Grundsätzlich kann jeder dieser Bremstypen in Möbeln eingesetzt werden, sodass sie, um eine Entscheidung fällen zu können, anhand mehrerer Kriterien miteinander verglichen werden sollten. Tabelle 4.1 zeigt die Bewertung der Bremstechnologien anhand von Erfahrungswerten und den bereits in der Vorstellung aufgeführten Quellen, sodass je nach Bewertungsverfahren eine passende Technologie für einen konkreten Einsatzzweck gewählt werden kann. Als Bewertungskriterien für den Einsatz als ideale Bremse in Möbeln werden hier benutzt: geringe Geräusentwicklung, Selbstjustierung, Lebensdauer, ökologische Verträglichkeit, Massenproduzierbarkeit, Bauraum. Da Möbelbremsen oft im häuslichen Bereich eingesetzt werden, ist meist eine geringe Geräusentwicklung gewünscht. Eine vollständige Lautlosigkeit ist meist nicht von Nöten, jedoch sollten die entstehenden Geräusche kein Gefühl von Minderwertigkeit erzeugen. Die Selbstjustierung ist das Kriterium wie gut eine Bremse für verschiedenste Lastfälle geeignet ist. Abbildung 3.3.7 zeigt, dass Benutzer den Schubkasten mit stark schwankenden kinetischen Energien schließen. Eine gute Selbstjustierung führt jedoch zu nicht wahrnehmbaren Schwankungen im Schließverhalten. Betrachtet man die Lebensdauer einer Küche, so sind dies nicht selten 15 Jahre und mehr. Marktübliche Bremsen haben Lebensdauern, die ebenso diesen 15 Jahren entsprechen, was zur Folge hat, dass die hier entwickelte Bremse auch diese Lebensdauer erreichen sollte. Da Möbelbremsen in großen Stückzahlen produziert werden, ist eine ökologische Verträglichkeit wichtig, um nachhaltige und ressourcenschonende Produkte zu produzieren. Das nächste Kriterium ist die Massenproduzierbarkeit, was sich meist auch in den Herstellungskosten widerspiegelt. Hier spielen die viele Punkte eine Rolle, wie z.B.: Sind die Herstellungstechnologien und -ressourcen verfügbar? Wie viele Bearbeitungsschritte sind nötig? Sind die Prozesse innerhalb der notwendigen Toleranzen beherrschbar? Das letzte bewertete Kriterium ist der Bauraum. Geringe Bauräume ermöglichen dem Schubkasten- oder Scharnierhersteller eine einfache und designorientierte Integration in seine Produkte. Große, klobige Bremsen schränken womöglich sogar den zur Verfügung stehenden Stauraum im Möbel ein.

Einige der betrachteten Technologien weisen Nachteile in Kriterien auf, die sie nur bedingt einsetzbar machen für den idealen Bremsprozess. Die zum Ausschluss entscheidenden Nachteile der jeweiligen Bremsentypen werden im Folgenden kurz erläutert.

Kratz-, Klotz- und Bandbremsen neigen dazu Schleifgeräusche zu verursachen, da Bauteile mit hoher Kraft aufeinander gepresst werden und kleinste Verunreinigungen oder verschleißbedingte Deformationen zu Geräuschen führen. Diese Geräusche sind bekannt von Fahrrad- oder auch Autobremsen und werden in Möbeln nicht akzeptiert. Insbesondere da jetzige Fluidbremsen nahezu geräuschfrei sind.

Fliehkraftbremsen weisen ebenso wie Kratzbremsen einen gewissen Verschleiß auf, da auch hier Reibkörper mechanisch beansprucht werden. Der Vorteil gegenüber Kratzbremsen ist die Abhängigkeit der Bremskraft von der Geschwindigkeit. Wird ein Möbel mit höherer Geschwindigkeit geschlossen, so muss mehr kinetische Energie abgebaut werden, sodass sich hier höhere Kräfte positiv auswirken.

Wirbelstrombremsen benötigen Magnete, die in der Regel aus Materialien der Seltenen Erden gefertigt werden. Diese sind jedoch stark begrenzt, sodass der ökologische Faktor ins Gewicht fällt. Die Nachhaltigkeit bei den produzierten Stückzahlen im Möbelbau muss gewährleistet bleiben, da es sonst bei einer Ressourcenverknappung zu sowohl ökologischen als auch ökonomischen Folgen kommt.

Elektromotorische und Magnetschienen Bremsen zeigen einen großen Vorteil im Bereich der Einstellung der benötigten Kraft. Da sie elektrische Energie benötigen, kann in den meisten

Fällen auch ein Mikrocontroller mitbetrieben werden, der die Bremskraft in Abhängigkeit von Ort und Geschwindigkeit des Schubkastens oder der Tür regelt. Der Bremsvorgang kann damit an die Wünsche des Benutzers und den Belastungsfall (z.B. bei unterschiedlicher Beladung) angepasst werden. Der Nachteil dieser Bremsentypen ist jedoch gerade die benötigte elektrische Energie, die entweder in Form einer Batterie oder einer Steckdose zur Verfügung gestellt werden muss. Dies ist zum einen ein Komfort-/ Designproblem, da das Kabel zur Steckdose verlegt werden muss. Zum anderen ist der Verbrauch von elektrischer Energie bei großen Stückzahlen ökologisch ein großer Nachteil.

Die Widerstandsbremse nutzt die kinetische Energie des Schubkastens, um elektrische Energie zu erzeugen, die über einen Widerstand in Wärme umgesetzt wird. Ein Teil der Energie könnte dazu genutzt werden einen Mikrocontroller zu betreiben, der die Regelung des Widerstands übernimmt und damit eine Einstellbarkeit an Position und Geschwindigkeit zur Verfügung stellt. Der Nachteil der Widerstandsbremse ist wiederum der Einsatz von magnetischen Materialien, die meist in Kombination mit Selten-Erd-Elementen eingesetzt werden, um kompaktere Bauteile zu ermöglichen. Dies führt zu einer schlechten ökologischen Verträglichkeit.

Formgedächtnisbremsen bieten aufgrund ihrer hohen Energieaufnahme ein sehr gutes Bremsvermögen. Ihr Nachteil ist jedoch die zum jetzigen Stand aufwendigere Massenproduktion. Auch eine Regelung der Bremskraft an die Geschwindigkeit und Beladung des Systems ist ohne eine elektrische Schaltung nicht zu erreichen. Ein Vorteil der Formgedächtnisbremsen ist ihre Kompaktheit und Leichtigkeit im Vergleich zu elektromotorischen Bremsen.

Die zum jetzigen Stand gängigsten Bremsen sind Fluidbremsen, da sie, wie man aus Tabelle 4.1 entnehmen kann, viele Vorteile gegenüber den anderen Bremsentypen besitzen. Sie sind kompakt herstellbar und bieten dennoch genügend Bremskraft für die meisten Anwendungsfälle des Möbelbaus. Insbesondere, wenn auf Kunststoffe gesetzt wird, können sehr große Stückzahlen realisiert werden. Fluidbremsen, die auf Newton'schen Fluiden basieren, weisen meist eine Proportionalität der Bremskraft zur Geschwindigkeit auf, sodass die Adaption der Bremskraft zum Belastungsfall ermöglicht wird. Die Anpassung an die Beladung ist jedoch schwieriger als es beispielsweise mit der elektromotorischen Bremse der Fall ist. Gasbremsen werden wie auch Fluidbremsen im Möbelbau eingesetzt, da sie gut in Massen produzierbar sind und für leichte Belastungsfälle ausreichend Kraft aufbauen können. Aufgrund der geringen Viskosität des Gases im Vergleich zu Flüssigkeiten und der hohen Komprimierbarkeit können jedoch nicht so hohe Innendrucke erzeugt werden wie in Fluidbremsen. Dadurch fällt die Kraft und damit maximale Energieaufnahme sehr viel kleiner aus als bei gleich großen Fluidbremsen. Diese fehlende Kompaktheit bei großen Kräften führte dazu, dass viele Möbelhersteller / -zulieferer Fluidbremsen anstelle der Gasbremsen nutzen. Insbesondere in Scharnieren, die mit die kompaktesten Beschläge bilden, sind aufgrund des geringen Bauraumes hohe Kräfte bei wenig Bremsweg nötig.

Die Bewertung dieser Bremsentypen zeigt, warum die von den Herstellern favorisierte Fluidbremse, der aktuell für den Einsatz in Möbeln geeignetste Typ ist, da er in den meisten der Bewertungskategorien positiv abschneidet. Lediglich der Punkt der Selbstjustierung an die Belastungsfälle kann sich negativ auswirken und sollte bei der Auslegung besondere Aufmerksamkeit bekommen. Aus den oben genannten Gründen wird im Rahmen dieser Arbeit die Fluidbremse als Basis zur Realisierung der idealen Bremse genutzt und in den folgenden Kapiteln näher untersucht.

Profiltyp Kennwert	geringe Geräusch- entwick- lung	Selbst- justierung	Lebens- dauer	Ökologisch verträglich	Massen- produktion	Bauraum
Kratzbremse	-	-	-	+	+	+
Klotzbremse	-	-	-	+	+	+
Bandbremse	-	-	-	+	+	+
Fliehkraftbremse	o	o	-	+	+	o
Wirbelstrombremse	o	o	+	-	o	o
Elektromotorische Bremsen	o	+	+	-	o	o
Widerstandsbremse	o	o	+	-	o	o
Magnetschiene- bremse	+	+	+	-	-	o
Formgedächtnis- bremse	+	-	o	o	-	+
Newton'sche Fluidbremse	+	-	+	+	+	+
Magnetorheolo- gische Fluidbremse	+	o	+	-	o	-
Elektrorheolo- gische Fluidbremse	+	o	+	-	o	-
Gasbremse	o	o	+	+	+	o

Tabelle 4.1: Bewertung der Bremstypen zur Identifizierung der idealen Bremstechnologie in Möbeln. Das "-" kennzeichnet eine fehlende, "o" eine mittlere und "+" eine gute Eignung dieser Technologie bzgl. des bewerteten Kriteriums.

4.2 Simulation und Auslegung der Fluidbremse

Dieser Abschnitt behandelt die Simulation einer Fluidbremse, die den aktuellen technischen Lösungen am Möbelmarkt entspricht, und ihrer Auslegung, unter Zuhilfenahme der in Abschnitt 3 gewonnen Erkenntnisse. Zuerst wird in Abschnitt 4.2.1 der gängigste Aufbau beschrieben und die Funktion der Bauteile grob erläutert. Anschließend wird eine Abschätzung gemacht, welche Art von Simulation bei der Auslegung der Fluidbremse am nützlichsten ist.

4.2.1 Aufbau der Fluidbremse

Der zur Zeit der Erstellung dieser Arbeit üblichste Aufbau von Fluidbremsen mit Öl als Bremsmedium im Möbelbereich ist in Abbildung 4.2.1 dargestellt. Die Schließrichtung wird in positive z-Richtung definiert, wohingegen die Öffnungsrichtung in negative z-Richtung weist. Er besteht aus einem (1) Zylinder und einer (3) Dichtung, die den (9) Ölbereich begrenzen, sowie einem (5) Kolben, der beim Schließvorgang der Bremse Öl von dem Bereich (V_2) an der Stirnseite des Kolbens in den Bereich (V_1) zwischen Dichtung und Kolbenrückseite drückt. Die Stirnseite des Kolbens wird in dieser Arbeit als „vorne“ definiert, sodass - logisch folgend der Bereich zwischen Dichtung und Kolbenrückseite - als „hinten“ definiert wird. Die (4) Kolbenstange verbindet den Kolben mit dem Außenbereich und überträgt die in der Bremse entstehenden Kräfte auf das (10) Loslager der Bremse und somit die Anbindung an das zu bremsende Objekt. Wird der Kolben bewegt, so fließt das Öl zwischen Kolben und Zylinder sowie zwischen (7) Ventilplättchen („VP“) und Kolben durch die (6) Bypässe im Kolben. Der Spalt zwischen VP und Kolbenstirn wird in dieser Arbeit als Ventilspalt (VS) bezeichnet. Die Dichtung wird über eine (2) Druckfeder auf das Öl gedrückt, sodass der Kolben auch bei horizontaler Lagerung der Bremse immer vollständig von Öl umgeben ist, da dieses nicht zerfließen kann. Die bewegliche Dichtung ist nötig um einen Volumenausgleich zu schaffen, der das von der Kolbenstange beim Einfahren verdrängte Ölvolumen kompensiert. Der (8) Ventilplättchen-Halter begrenzt die Bewegung des VPs in Öffnungsrichtung. Da sich das VP in Öffnungsrichtung des Schubkastens an den VP-Halter drückt und damit die Bypässe frei sind und von Öl durchflossen werden können, verringert sich die Kraft in diese Richtung stark. In Schließrichtung wird das VP an den Kolben gedrückt und es verschließt die Bypässe, wodurch die Schließkräfte erhöht werden. Damit sind Zug- und Druckstufe der Bremse unterschiedlich hinsichtlich der Kraftniveaus. Dies ermöglicht ein leichtes Öffnen von z.B. einem Schubkasten durch den Benutzer. Es ermöglicht jedoch auch gewollt größere Kräfte beim Bremsen des Schubkastens in Schließrichtung.

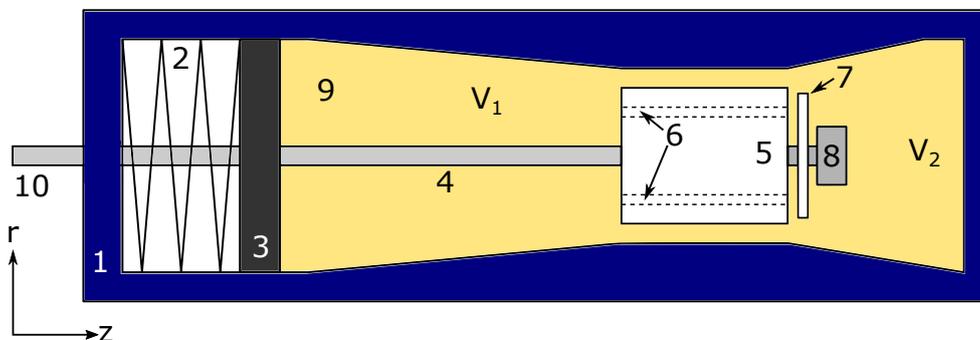


Abbildung 4.2.1: Schematischer Aufbau der Fluidbremse bestehend aus (1) Zylinder, (2) Druckfeder, (3) Dichtung, (4) Kolbenstange, (5) Kolben, (6) Bypässe, (7) Ventilplättchen, (8) Ventilplättchen-Halter, (9) (gelb eingefärbt) Öl und (10) Loslager der Bremse. V_1 beschreibt das Volumen im Rücken des Kolbens und V_2 das Volumen an der Stirnfläche des Kolbens.

4.2.2 Art der Simulation

Um eine Simulation aufzubauen sollte zunächst geklärt werden, wie diese bei der späteren Auslegung von neuen Bremsen genutzt werden soll. Im Fokus der Entwicklung liegt eine Beschleunigung des Entwicklungsprozesses, sodass die Einflussfaktoren der Bremse grundsätzlich untersucht werden können und ein grober Überblick in den meisten Fällen ausreicht. Zudem müssen Varianten von bspw. Geometrien und Abmaßen simuliert werden können. Eine leichte Einarbeitung für einen Fachkundigen ist ebenso von Vorteil, wenngleich dieser zunächst eher auf die Benutzung als Werkzeug zur Auslegung einer Bremse angewiesen ist, als auf die Erweiterung der Simulation mit weiteren physikalischen Effekten.

Die beiden für diese Aufgabenstellung geläufigsten Simulationsmethoden sind Berechnungsprogramme, die gewöhnliche (im Folgenden ODE genannt) oder partielle (im Folgenden PDE genannt) Differentialgleichungssysteme lösen können. In der Regel lassen sich ODEs mit kleinerem Berechnungsaufwand und damit auch in kürzerer Zeit lösen. Sie bieten von sich aus jedoch keinen einfachen Zugang zu orts aufgelösten Kenndaten für Strömungen, Drücke oder mechanischen Spannungen. Hier sind Finite-Elemente bzw. Finite-Volumen-Methoden, die PDEs numerisch lösen können, im Vorteil, wobei diese (je nach Ortsauflösung) eine Rechenzeit in der Größenordnung von Stunden aufweisen. Berechnungsprogrammen für ODEs reichen Rechenzeiten im Bereich von Sekunden, um die nötigen Ergebnisse zu erzeugen. Eine große Einschränkung von ODE Lösungsprogrammen ist die Unfähigkeit Turbulenzen abzubilden. Aufgrund dieses Vergleichs der Vor- und Nachteile und im Abgleich mit den Anforderungen wurde sich in dieser Arbeit für das Berechnungsprogramm Dymola entschieden, welches ODEs lösen kann und auf der Modelica Programmiersprache basiert, die einen stabilen Programmiercode mit wenig Fehlern und eine große Anzahl an Nutzern hat, die bei Schwierigkeiten helfen können.

4.2.3 Simulation der Strömungskanäle

Die Strömungen, die die Bremskräfte und das Verhalten der Bremse am stärksten beeinflussen, lassen sich aus dem Aufbau nach Abschnitt 4.2.1 und Abbildung 4.2.1 extrahieren. Die simulierten Strömungskanäle befinden sich zwischen Kolben und Zylinderinnenwand, zwischen VP und Kolbenstirn, zwischen VP und Zylinderinnenwand sowie in den Bypässen. Die Annahme bei der Modellierung ist immer eine laminare Strömung. Diese lässt sich aufgrund der Kanalhöhen und evtl. -breiten von i.d.R. wenigen $100\mu m$, Kanallängen von bis zu $5mm$ und Fluiden mit Viskositäten zwischen $100mPas$ bis $5000mPas$ annehmen. Eine Berechnung der Reynoldszahl, deren Größe als Indiz zur Unterscheidung zwischen laminarer oder turbulenter Strömung genutzt werden kann, erfolgt in Abschnitt D.1.

Der Strömungswiderstand eines rechteckigen Kanals kann durch das Gesetz von Hagen-Poiseuille

$$\dot{V}_{Druck} = \underbrace{\frac{C \cdot \min(b, h)^3 \cdot \max(b, h)}{12\eta l}}_{1/R} \cdot \Delta p \quad (4.1)$$

ermittelt werden. Hierbei ist \dot{V}_{Druck} der Volumenstrom des Fluids durch den Kanal, resultierend aus der Druckdifferenz Δp , die zwischen Quelle und Senke der Strömung anliegt. b und h definieren die Breite und Höhe des Strömungsquerschnitts, η ist die dynamische Viskosität des Fluids, l die Länge des Kanals. C ist ein Korrekturfaktor, da die Ursprungsform der Hagen-Poiseuille Gleichung auf einen kreisförmigen Querschnitt bezogen ist, sodass die angepasste Form für einen rechteckigen Strömungsquerschnitt verwendet wird. Analog zum elektrischen Strom und Spannung lässt sich das Verhältnis zwischen Volumenstrom zu Druckdifferenz als Strömungswiderstand R definieren. In Anlehnung an die Zusammenhänge aus der Elektrizitätslehre, können die Strömungswiderstände in Reihe und parallel zueinander

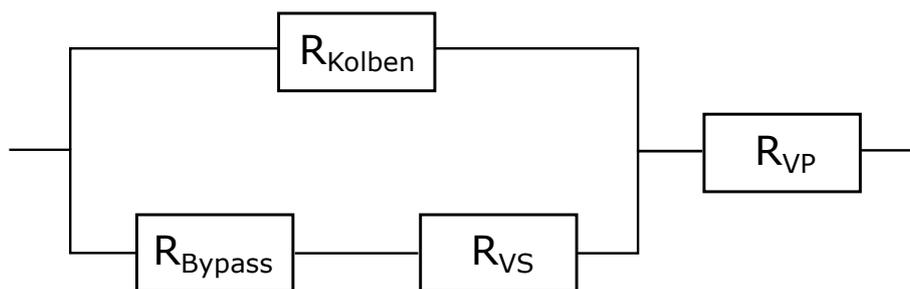


Abbildung 4.2.2: Schaltbild der Strömungswiderstände der Fluidbremse.

geschaltet werden, sodass ein Ersatzschaltbild, wie in Abbildung 4.2.2 gezeigt, erstellt werden kann. Es folgt die Gleichung

$$R_{Ges} = R_{VP} + \frac{1}{\frac{1}{R_{Kolben}} + \frac{1}{R_{VS} + R_{Bypass}}} \quad (4.2)$$

für R_{Ges} als Gesamtströmungswiderstand mit R_{VP} als Strömungswiderstand zwischen VP und Zylinder, R_{Kolben} zwischen Kolben und Zylinder, R_{VS} zwischen VP und Kolbenstirn und R_{Bypass} innerhalb der Bypässe. Die genaue Definition der Einzelwiderstände und Zuordnung zu den Simulationsparametern und Bremsendimensionen findet sich in Abschnitt D.2.

Der gesamte Volumenstrom setzt sich zusammen aus druckgetriebenen Strömungen \dot{V}_{Druck} und Schleppströmungen $\dot{V}_{Schlepp}$. Die Druckströmungen werden durch die Hagen-Poiseuille Gleichungen beschrieben, während die Schleppströmungen, unter der Annahme, dass es sich stets um zwei sich zueinander bewegende und mit Fluid benetzte Flächen handelt, als

$$\dot{V}_{Schlepp} = \frac{v_{Schlepp,max}}{2} hb \quad (4.3)$$

modelliert sind. Hierbei ist $v_{Schlepp,max}$ die Relativgeschwindigkeit der Flächen zueinander, h ist die Höhe des Spalts zwischen den Flächen und b die Breite des Spalts. Diese Gleichung gilt jedoch nur für lineare Geschwindigkeitsprofile im Spalt.

Der gesamte Ölvolumenstrom $\dot{V}_{\dot{O}l,Gesamt}$ setzt sich somit zusammen aus

$$\dot{V}_{\dot{O}l,Gesamt} = \dot{V}_{Druck} + \dot{V}_{Schlepp} \quad (4.4)$$

Die Berechnung der einzelnen Schleppströmungen am Kolben und VP sind in Abschnitt D.3 gezeigt.

4.2.4 Simulation der Drücke und Volumina

Die Bewegung des Kolbens innerhalb des Zylinders führt zu einer Verdrängung des Öls an der Kolbenstirn. Um dies zu simulieren wird der Bereich vor der Kolbenstirn als V_2 und der Bereich zwischen Dichtung und Kolbenrücken als V_1 bezeichnet (vgl. Abbildung 4.2.1). Analog dazu wird das im Bereich von V_1 bzw. V_2 befindliche Ölvolumen als $V_{1,\dot{O}l}$ bzw. $V_{2,\dot{O}l}$ bezeichnet. Aufgrund von Kompression und Expansion kann das tatsächliche Ölvolumen vom zur Verfügung stehenden Raumvolumen abweichen. Ist das Raumvolumen zu klein so entsteht ein Überdruck in diesem Bereich. Ist das Raumvolumen jedoch zu groß, so entsteht hier ein Unterdruck. Über die Gleichung

$$\dot{p}_i = K_i \cdot \frac{\dot{V}_{i,\dot{O}l} - \dot{V}_i}{\dot{V}_{i,\dot{O}l}} \quad (4.5)$$

kann die Veränderung des Drucks \dot{p}_i in einem Bereich i mit der Veränderung der der Differenz der Volumina $\dot{V}_{i,\text{Öl}} - \dot{V}_i$ verknüpft werden. K_i ist hierbei das Kompressionsmodul des Öls in dem Bereich i . In der Regel befindet sich immer gelöste Luft im Öl, sodass das Kompressionsmodul im Grunde für ein Öl-Luft Gemisch genutzt wird. Abschnitt D.4 behandelt diesen Punkt genauer.

Da hier nur die Veränderung des Drucks berechnet werden kann, muss, um einen Ausgangsdruck festzulegen, die Federkraft der Dichtungsfeder berücksichtigt werden. Es gilt unter der Annahme, dass alle Drücke im System zum Zeitpunkt $t = 0$ ausgeglichen sind:

$$p_i(t = 0) = p_{\text{atm}} + \frac{F_{\text{Feder}}}{A_{\text{Dichtung}} - A_{\text{Kolbenstange}}} \quad (4.6)$$

mit p_{atm} als Atmosphärendruck, F_{Feder} als Kraft der Dichtungsfeder und A_{Dichtung} als Stirnfläche der Dichtung, die auf den Fluidspiegel drückt, abzüglich der Stirnfläche der Kolbenstange $A_{\text{Kolbenstange}}$. Diese Anfangsbedingung und Gleichung 4.5 ermöglichen eine Simulation des Druckverlaufs während des gesamten Bremsvorgangs in Abhängigkeit der zur Verfügung stehenden Volumina.

Die Veränderung der Volumina V_1 und V_2 unterschieden sich etwas voneinander. Die Veränderung von V_2 entspricht

$$\dot{V}_2 = -v_{\text{Kolben}} \pi r_{\text{Zylinder_innen}}^2, \quad (4.7)$$

da sich der Kolben mit der Geschwindigkeit von v_{Kolben} in den Bereich an der Kolbenstirn bewegt. Damit „verliert“ V_2 an Größe proportional zur Querschnittsfläche des Zylinders auf Höhe der Kolbenstirn. $r_{\text{Zylinder_innen}}$ stellt den Innenradius des Zylinders an der Kolbenstirn dar. Für die Veränderung von V_1 gilt

$$\dot{V}_1 = v_{\text{Kolben}} \pi (r_{\text{Zylinder_innen}}^2 - r_{\text{Kolbenstange}}^2) - v_{\text{Dichtung}} \pi (r_{\text{Dichtung}}^2 - r_{\text{Kolbenstange}}^2) \quad (4.8)$$

mit $r_{\text{Kolbenstange}}$ als der Radius der Kolbenstange, v_{Dichtung} als Bewegung der Dichtung in z-Richtung (vgl. Abbildung 4.2.1) sowie r_{Dichtung} als Außenradius der Dichtung.

Bewegt sich der Kolben in Schließrichtung, so gewinnt V_1 an Größe entsprechend der Querschnittsfläche des Zylinders abzgl. der Querschnittsfläche der Kolbenstange. Hinzu kommt, dass die Dichtung sich bewegen kann und V_1 beeinflusst, entsprechend der Querschnittsfläche der Dichtung abzgl. der Querschnittsfläche der Kolbenstange.

Veränderungen von $V_{1,\text{Öl}}$ und $V_{2,\text{Öl}}$ lassen sich durch

$$\dot{V}_{1,\text{Öl}} = -\dot{V}_{2,\text{Öl}} = -\dot{V}_{\text{Öl,Gesamt}} \quad (4.9)$$

definieren. Aufgrund von Expansion und Kompression kann sich das Ölvolumen in Summe verändern, jedoch fließt das Öl stets von einer in die andere Ölkammer.

4.2.5 Simulation der Bewegung der Dichtung

Die Bewegung der Dichtung wird über das Kräftegleichgewicht zwischen der Dichtungsfeder F_{Feder} , Reibung zwischen Dichtung, Kolbenstange und Zylinder $F_{\text{Dichtung,R}}$, sowie der Druckkraft $F_{\text{Dichtung,Druck}}$, die aus dem Druck in V_1 auf die Fläche der Dichtung resultiert. Insgesamt lässt sich die Beschleunigung der Dichtung a_{Dichtung} folglich als

$$m_{\text{Dichtung}} a_{\text{Dichtung}} = F_{\text{Feder}} - F_{\text{Dichtung,Druck}} + F_{\text{Dichtung,R}} \quad (4.10)$$

schreiben mit m_{Dichtung} als Masse der Dichtung. Ausgehend von der Anfangsposition der Dichtung kann die Position zu jedem Zeitpunkt durch Integration beschrieben werden. F_{Feder} wird als ideale Druckfeder approximiert mit

$$F_{\text{Feder}} = -c_{\text{Feder}} (s_{\text{Dichtung}} - s_{\text{Vorspannung}}) \quad (4.11)$$

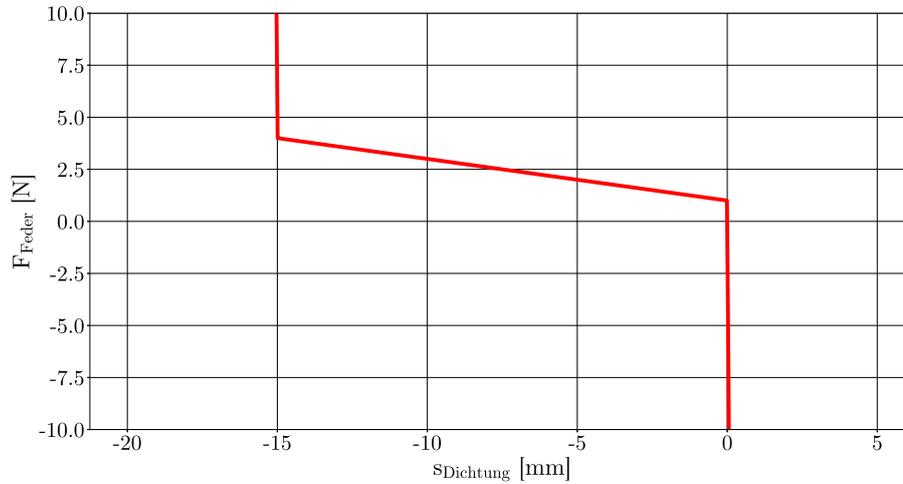


Abbildung 4.2.3: Beispielhafter Kraftverlauf einer Dichtungsfeder F_{Feder} über die Position der Dichtung $s_{Dichtung}$ für $c_{Feder} = 0.2N/mm$, $c_{Block} = 10000 \cdot c_{Feder}$, $s_n = -20mm$, $s_{Vorspannung} = 5mm$.

wobei $s_{Dichtung}$ die Position der Dichtung angibt und $s_{Vorspannung}$ den Hub darstellt, der durch das Vorspannen der Feder im System zu berücksichtigen ist. Hinzu kommt, dass sich die Dichtung nicht ins Unendliche bewegen kann, sondern durch die baulichen Abmaße nur in eingeschränkten Bereichen bewegen kann. Wird die Feder stark komprimiert, so ist ihre Blocklänge das einschränkende Maß. Der Hub bis zur Blocklänge wird als s_n bezeichnet. Bei einem Unterdruck in V_1 würde sich die Dichtungsfeder immer weiter entspannen und die Dichtung bewegt sich stets in Richtung V_1 . Da der Innenradius des Zylinders im Bewegungsbereich des Kolbens in der Regel kleiner ausfällt, fährt die Dichtung hier gegen eine Kante, sodass die Feder nicht weiter entspannen kann. Für diese beiden Fälle gibt es eine Abfrage, die die Federkraft modifiziert (vgl. Abbildung 4.2.3). Es gilt

$$F_{Feder} = \begin{cases} -c_{Feder}(s_{Dichtung} - s_{Vorspannung}) - c_{Block}(s_{Dichtung} - s_{Vorspannung} - s_n) & s_{Dichtung} - s_{Vorspannung} < s_n \\ -c_{Feder}(s_{Dichtung} - s_{Vorspannung}) - c_{Block}s_{Dichtung} & s_{Dichtung} \geq 0mm \\ -c_{Feder}(s_{Dichtung} - s_{Vorspannung}) & \text{sonst.} \end{cases} \quad (4.12)$$

mit c_{Block} als Ersatzfederkonstante für die Randbereiche. c_{Block} ist stets mehrere Größenordnungen höher als c_{Feder} , sodass sich die Dichtung im Grunde nicht über die Randbereiche hinaus bewegen kann. Als Approximation wird festgelegt $c_{Block} = 10000c_{Feder}$.

Die Reibung $F_{Dichtung,R}$ wird durch Messungen ermittelt und liegt in der Regel zwischen $0.5N$ - $3N$, je nach Typ der Bremse.

4.2.6 Simulation der Dehnung des Zylinders

Je nachdem welches Material für den Zylinder genutzt wird, dehnt sich der Zylinder unter erhöhtem Innendruck für die Simulation signifikant aus. Oft werden Kunststoffe, wie z.B. POM, eingesetzt und die Wandung sehr dünn ausgelegt, um den Materialpreis zu verringern und Bauraum einzusparen. Dies führt zu signifikanten Dehnungen des Zylinders, die die Strömung im Inneren und damit auch die Bremskräfte verändern. Da sich die Zylinderinnengeometrie über die Position des Kolbens verändert, müsste für eine ortsgenaue Rechnung eine FEM Simulation stattfinden. Diese würde jedoch die Simulationszeit stark erhöhen, sodass eine alternative Berechnung erforderlich ist.

Als Approximation wird die Dehnung eines dünnwandigen langen Rohres genutzt, sodass sich für die Dehnung des Zylinderinnenradius' nach Ref. [20] die Gleichung

$$\Delta r = \frac{p_i r_{Zylinder_innen}^3}{E(r_{Zylinder_außen}^2 - r_{Zylinder_innen}^2)} \left(\frac{r_{Zylinder_außen}^2}{r_{Zylinder_innen}^2} (1 + \nu) + 1 - \nu \right) \quad (4.13)$$

ergibt, mit p_i als Innendruck im Zylinder, E als E-Modul des Zylindermaterials, $r_{Zylinder_außen}$ als Außenradius des Zylinders sowie ν als Querdehnungszahl des Materials. An Jeder Stelle im Zylinder kann nun die Dehnung des Zylinders berücksichtigt werden und ihre Beeinflussung der Strömungsverhältnisse berechnet werden. Über die Dehnung des Zylinders kann das Verhalten einer Bremse beeinflusst werden, indem beispielsweise der Spalt zwischen Zylinder und Kolben sich so aufweitet, dass der Strömungswiderstand abnimmt und die Kraft auch bei hoher Geschwindigkeit des Kolbens nicht weiter ansteigt. Dieser Überlastschutz schont Bauteile und kann dadurch die Lebensdauer erhöhen. Auf der anderen Seite kann die Dehnung verhindern, dass die Bremse ihre maximalen und gewünschten Kräfte erzeugt. Dann muss die Wand aufgedickt oder das Material gewechselt werden, um die Dehnung zu verkleinern.

4.2.7 Simulation der Temperatureinflüsse

Schwankungen in der Temperatur haben einen Einfluss auf die Bremskraft. So wird das Öl in der Regel dünnflüssiger bei steigender Temperatur, was eine sinkende Bremskraft zur Folge hat. Bauteile, wie Kolben und Zylinder, dehnen sich bei steigender Temperatur aus. Um dem Rechnung zu tragen, wird das Modell um diese Punkte erweitert. Änderungen in der Größe von Bauteilen werden linear berücksichtigt. So gilt beispielsweise für den Radius des Kolbens

$$r_{Kolben} = r_{Kolben, T=20^\circ C} \cdot (1 + \beta(T - 20^\circ C)) \quad , \quad (4.14)$$

mit $r_{Kolben, T=20^\circ C}$ als Radius des Kolbens bei der Temperatur $T = 20^\circ C$ und β als Wärmeausdehnungskoeffizient des Kolbenwerkstoffs. Analoge Gleichungen lassen sich für die Zylinderradien, die Länge des Kolbens, die Dicke und den Radius des VPs und die Radien der Bypässe aufzeigen.

Die Viskosität des Öls wird durch eine Approximation der vom Hersteller angegebenen Daten modelliert

$$\eta = \eta_{T=25^\circ C} \cdot e^{-0.018(T-25^\circ C)} \quad , \quad (4.15)$$

wobei $\eta_{T=25^\circ C}$ die dynamische Viskosität des Öls bei einer Temperatur $T = 25^\circ C$ darstellt.

4.2.8 Simulation des Öls

In dieser Arbeit wird Silikonöl als Medium für die Bremsen gewählt, da dieses aktuell eines der am Möbelmarkt gängigsten Öle für Bremsen ist. Dies hat mehrere Gründe: So ist das eingesetzte Silikonöl im Lebensmittelbereich zugelassen, was bei einem Einsatz in der Küche und eventuellem Austritt aus der Bremse die Vergiftungswahrscheinlichkeit drastisch reduziert. Des Weiteren liegt der Stockpunkt bei unter $-40^\circ C$ und erlaubt damit auch Anwendungen in Gefrierschränken und Kühltruhen. Der Flammpunkt liegt bei über $200^\circ C$, sodass hier auch Einsätze in Regionen mit hohen Lufttemperaturen und starkem Sonneneinfall möglich sind. Silikonöle sind jedoch keine ideal Newton'schen Fluide sondern meist scherverdünnende Fluide, sodass eine hohe Schergeschwindigkeit zu einer Reduktion der Viskosität führt. Die hohen Strömungsgeschwindigkeiten durch die engen Kanäle der Bremse führen gerade zu einer hohen Schergeschwindigkeit, sodass die Bremskraft abnimmt. Zunächst wird die Schergeschwindigkeit beispielhaft an der Strömung zwischen Kolben und Zylinder ermittelt. Unter der Vereinfachung, dass der Ringspalt zwischen Kolben und Zylinder als Rechteck mit den Kanten $2\pi r_{Spalt}$ und

h_{Spalt} darstellbar ist, wobei $r_{Spalt} = \frac{1}{2}(r_{Kolben} + r_{Zylinder_innen})$ und $h_{Spalt} = r_{Zylinder_innen} - r_{Kolben}$ sind, gilt

$$\dot{V}_{Kolben} = 2\pi r_{Spalt} \int_0^{h_{Spalt}} v(r) dr . \quad (4.16)$$

Hierbei ist $v(r)$ die Geschwindigkeit des Öls in Abhängigkeit der betrachteten Position r . Abschnitt D.5 zeigt, dass hieraus die Gleichungen

$$\bar{\gamma} = \frac{3\dot{V}_{Kolben}}{2h_{Spalt}^2 \pi r_{Spalt}} \quad (4.17)$$

und

$$\eta(\bar{\gamma}) = \frac{A}{(1 + B\bar{\gamma})^C} \quad (4.18)$$

abgeleitet werden können. Hierbei sind $\bar{\gamma}$ die mittlere Schergeschwindigkeit über den Spalt und $\eta(\bar{\gamma})$ die resultierende Viskosität des Öls in Abhängigkeit von der mittleren Schergeschwindigkeit. Aus Gleichung 4.17 folgt, dass hohe Volumenströme, kleine Spalthöhen und kleine Spaltradien zu einer Abnahme der Viskosität führen und damit die Leistungsfähigkeit, hinsichtlich des Faktors der Viskosität, einer Möbelbremse in diesen Fällen abnimmt, da eine abnehmende Viskosität eine abnehmende Bremskraft zur Folge hat. Dieser Effekt tritt erfahrungsgemäß erst bei höheren Schließgeschwindigkeiten auf, da hier ein hoher Volumenstrom \dot{V}_{Kolben} vorhanden ist.

4.2.9 Simulation des Ventilspalts

Da sich das VP zwischen der Kolbenstirn und dem VP-Halter bewegen kann, entsteht ein Ventilspalt zwischen Kolbenstirn und VP, durch welchen Öl hindurchströmen kann und anschließend über die Bypässe auf die Rückseite des Kolbens gelangt. Dieser Ventilspalt kann in der einfachsten Form als Abstand zwischen VP und Kolbenstirn simuliert werden und ermöglicht es bei einem Schließvorgang eine hohe Bremskraft zu erzeugen, da der Ventilspalt in diesem Zustand $0mm$ beträgt und die Bypässe vollständig abdeckt. Aus numerischen Gründen wird ein Minimalmaß von $1\mu m$ für den Ventilspalt festgelegt, da es bei der Berechnung des Strömungswiderstands sonst zu Fehlern kommt. Beim Öffnen hingegen bewegt sich das VP von der Kolbenstirn weg und öffnet die Bypässe maximal, sodass der Strömungswiderstand minimal wird und die Öffnungskräfte stark reduziert. Die Relativbewegung des VP zum Kolben wird in der Simulation bestimmt durch die Kolbenbewegung. Bewegt sich der Kolben nach vorne, so verharrt das VP an seiner Position bis die Kolbenstirn auf das VP trifft. Von diesem Moment an bewegt sich das VP mit der gleichen Geschwindigkeit wie der Kolben. Bewegt sich der Kolben in Öffnungsrichtung so verharrt das VP wieder an seiner Position bis der VP-Halter auf das VP trifft. Für den Ventilspalt h_{VS} gilt damit

$$h_{VS}(t = 0) = 1\mu m \quad (4.19)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} h_{VS}(t) = \begin{cases} -v_{Kolben} & h_{VS} < 1\mu m \wedge v_{Kolben} \leq 0 \\ -v_{Kolben} & h_{VS} > h_{VS,max} \wedge v_{Kolben} \geq 0 \\ -v_{Kolben} & 1\mu m \leq h_{VS} \leq h_{VS,max} \\ 0 & sonst. \end{cases} \quad (4.20)$$

mit $h_{VS,max}$ als maximale Größe des Ventilspalts. Diese Gleichungen gelten unter der Annahme, dass das VP eine verschwindend kleine Trägheit besitzt und die Bewegungen des Kolbens

direkt überträgt. Als weitere Besonderheit wird zwischen VP und Kolbenstirn ein federndes Element verbaut, dessen Auswirkungen auf die Bremskräfte in Abschnitt 4.3.4 zu sehen sind. Dieses Federelement sorgt bei einem Druckunterschied $\Delta p = p_2 - p_1$ für ein nichtlineares Verhalten des Strömungswiderstands am Ventilspalt. Um dies zu simulieren wird eine effektive Ventilspalt-Höhe $h_{VS,eff}$ definiert, die die Summe aus h_{VS} und s_{VS} bildet, wobei s_{VS} die Bewegung des Federelements beschreibt. Diese ist definiert als

$$s_{VS} = \begin{cases} s_{VS,0} - \frac{\Delta p}{c_{VS}} & s_{VS,0} - \frac{\Delta p}{c_{VS}} > 0 \\ 0 & \text{sonst.} \end{cases} \quad (4.21)$$

mit $s_{VS,0}$ als maximaler Hub des Federelements und c_{VS} als Federkonstante des Elements.

4.2.10 Simulation der Bremskraft

Die Bremskraft F_{Gesamt} setzt sich aus der Druckkraft F_{Druck} , der viskosen Scherkraft F_{Viskos} und Reibkräften $F_{Reibung}$ zusammen

$$F_{Gesamt} = F_{Druck} + F_{Viskos} + F_{Reibung} \quad . \quad (4.22)$$

Reibung entsteht unter anderem zwischen der Dichtung und der Kolbenstange sowie beim Reiben der Dichtung an der Kolbenwand. Diese Kräfte belaufen sich auf ca. $0.2N$ und sind für den Schließvorgang von untergeordneter Bedeutung. Beim Öffnen hingegen sind sie zu berücksichtigen, da hier das Kraftniveau sehr viel kleiner ausfällt im Vergleich zum Schließen. Die Druckkraft ergibt sich aus dem Druckunterschied Δp , der auf die Querschnittsfläche des Kolbens A_{Kolben} wirkt, abzüglich der Querschnittsfläche der Kolbenstange $A_{Kolbenstange}$. Hier wirkt der Druckunterschied $p_2 - p_{atm}$, da auf die Kolbenstange der Umgebungsdruck wirkt. Damit gilt

$$F_{Druck} = \Delta p(A_{Kolben} - A_{Kolbenstange}) + (p_2 - p_{atm})A_{Kolbenstange} \quad . \quad (4.23)$$

Zuletzt wirkt noch die viskose Scherkraft, die sich aus der Scherung des Öls an der Grenzfläche zum Kolbenmantel und zum Ventilplättchen ergibt. Über Gleichung 4.18 lässt sich die viskose Scherkraft am Kolben als

$$F_{Viskos,Kolben} = \eta 2\pi r_{Kolben} l_{Kolben} \frac{3\dot{V}_{Kolben}}{h_{Spalt}^2 \pi r_{Spalt}} \quad (4.24)$$

beschreiben, wobei $\frac{3\dot{V}_{Kolben}}{h_{Spalt}^2 \pi r_{Spalt}}$ die Schergeschwindigkeit an der Kolbenmantelfläche ergibt und $2\pi r_{Kolben} l_{Kolben}$ die Kolbenmantelfläche ist. Analog hierzu gilt für die viskose Scherkraft am VP

$$F_{Viskos,VP} = \eta 2\pi r_{VP} l_{VP} \frac{3\dot{V}_{Gesamt}}{(r_{Zylinder_innen} - r_{VP})^2 \pi \frac{1}{2} (r_{Zylinder_innen} + r_{VP})} \quad . \quad (4.25)$$

Über diese Zusammenhänge lässt sich die resultierende Bremskraft ermitteln und in der Simulation nutzen, um auf simulierte Massen, Federn oder Linearachsen zu wirken.

4.3 Simulationsergebnisse

Dieses Kapitel behandelt die Ergebnisse der auf dem vorherigen Abschnitt aufgebauten Simulation für bestimmte Betrachtungsfälle. Zunächst wird in Abschnitt 4.3.1 der Vergleich der Schließkräfte der Simulation mit Messdaten ermittelt, die bei einer konstanten Schließgeschwindigkeit auftreten. Dies dient der Validierung des Simulationsmodells. Anschließend in Abschnitt 4.3.2 werden die Öffnungskräfte der Bremse gezeigt, die bei konstanter Öffnungsgeschwindigkeit auftreten. Abschnitt 4.3.3 beschreibt das Schließverhalten eines Systems bestehend aus einer Masse, einer Schließfeder und einer Bremse bei unterschiedlichen Belastungen hinsichtlich Masse und Anfangsgeschwindigkeit.

4.3.1 Schließkräfte

In diesem Abschnitt wird die Simulation mit Messdaten vorhandener Bremsen verglichen. Hierzu wurden die Loslager von acht Bremsen gleichen Typs auf einen Schlitten gespannt, der über einen Motor angesteuert wird und über 8 Kraftsensoren verfügt. Die Festlager sind ortsfest am Gestell des Aufbaus montiert. Somit lassen sich die Geschwindigkeiten des Schließens und Öffnens vorgeben und über den Positionssensor der Achse sowie einen verbauten Kraftsensor die Position und die Bremskraft aufzeichnen. Dieser Vorgang wird für die Geschwindigkeiten 50, 100, 150, 300, $500 \frac{mm}{s}$ durchgeführt. Im Simulationsprogramm wird ein Aufbau erstellt (vgl. Abbildung 4.3.1), der dem realen Messaufbau nachempfunden ist, und die Simulation wird mit den gleichen Geschwindigkeiten und Beschleunigungen durchgeführt wie in der Messung. Die Ergebnisse sind in Abbildung 4.3.2 dargestellt und zeigen eine gute Übereinstimmung der Messdaten mit den Simulationsergebnissen, wenn man die starke Streuung der Bremsen berücksichtigt. Die simulierten Bremskräfte liegen stets im Streubereich der gemessenen Bremskräfte, sodass man sagen kann, dass die simulierten Kraft-Weg Kurven durch die Messung bestätigt werden. Man kann gut das ansteigen der Bremskraft in Abhängigkeit zum zurückgelegten Weg erkennen. Dies resultiert aus dem kleiner werdenden Zylinderinnenradius und damit einer Verkleinerung des Spalts zwischen diesem und dem Kolben bzw. dem VP. Bei $9 - 10mm$ erreicht die Bremskraft ihr Maximum und fällt danach ab, da hier der Innenradius schlagartig größer wird. Diese Aufweitung dient unter anderem dazu, dem Benutzer eines Schubkastens eine kleine akustische Rückmeldung zu geben, dass der Schubkasten vollständig geschlossen ist. Gut zu erkennen ist auch der nichtlineare Zusammenhang zwischen der Geschwindigkeit und der Kraft. Während die maximale Kraft für $100 \frac{mm}{s}$ im Vergleich zu $50 \frac{mm}{s}$ nahezu doppelt so hoch ist, liegt die Kraft für $500 \frac{mm}{s}$ nur beim vierfachen, obwohl die Geschwindigkeit zehn mal so hoch ist. Dies ist hauptsächlich auf die Dehnung des Zylinders zurückzuführen. Bei $50 \frac{mm}{s}$ liegt die maximale Dehnung bei $11\mu m$ bezogen auf den Radius. Bei $500 \frac{mm}{s}$ hingegen liegt die Dehnung bei $41\mu m$ was bei einer kubischen Abhängigkeit des Strömungswiderstandes (vgl. Gleichung 4.1) zu dieser starken Minderung der Kraft führt.

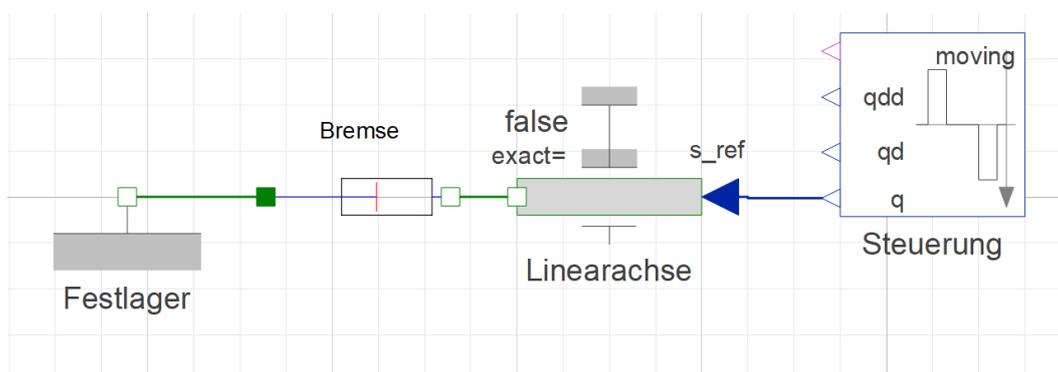


Abbildung 4.3.1: Blockaufbau der Simulation auf Basis der Modelica Simulationsumgebung. Links im Bild ist das Festlager am Gestell. Die Bremse ist auf der einen Seite am Festlager angebracht und auf der anderen Seite mit einer Linearachse verbunden, die über eine Steuerung Vorgaben zu Position, Geschwindigkeit und Beschleunigung erfährt. Über die Verbindungslinien tauschen die einzelnen Blöcke Daten, wie z.B. Kräfte und Positionen, aus.

Beschreibung	Parameter	Wert
Dynamische Viskosität	η	300mPas
Umgebungsdruck	p_{atm}	1.013bar
E-Modul Zylinder	E	2.7GPa
Querkontraktionszahl Zylinder	ν	0.3
Maximale Abhebung VP	$h_{VS,max}$	0.4mm
Radius Kolben	r_{Kolben}	2.75mm
äußerer Radius Bypass	$r_{Bypass_außen}$	2.1mm
innerer Radius Bypass	r_{Bypass_innen}	1.3mm
Länge Kolbens	l_{Kolben}	4.11mm
Federkonstante Dichtungsfeder	c_{Feder}	222N/m
Vorspannweg Dichtungsfeder	$s_{Vorspannung}$	9mm
maximaler Hub Dichtungsfeder	s_n	20.9mm
Radius Dichtung	$r_{Dichtung}$	3.1mm
Außenradius Zylinders	$r_{Zylinder_außen}$	7.2mm
Dicke VP	l_{VP}	0.3mm
Radius VP	r_{VP}	2.525mm
Federkonstante des Federelements	c_{VS}	3.7E-10
Radius Kolbenstange	$r_{Kolbenstange}$	0.725mm
Umgebungstemperatur	T	20°C
Thermischer Ausdehnungskoeffizient	β	0.00011 $\frac{1}{K}$
Scherungskoeffizient	B	4.3335E-6
Scherungskoeffizient	C	0.363635639
Exzentrizität Kolben	ϵ_{Kolben}	0.8
Hub der Bremse	H	40mm

Tabelle 4.2: Parameter der Simulation, welche zum Vergleich mit den Messdaten dienen.

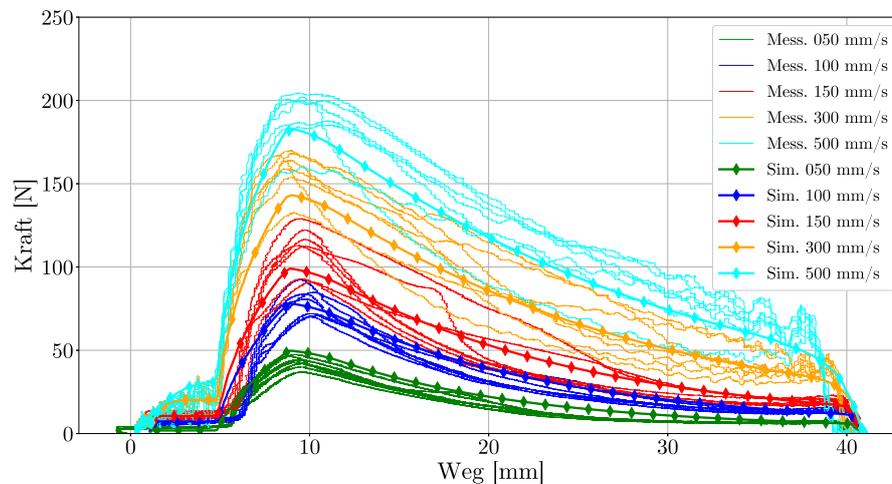


Abbildung 4.3.2: Vergleich der Messdaten von acht Bremsen gleichen Typs mit den Simulationsdaten hinsichtlich der Bremskräfte beim Schließen mit den Geschwindigkeiten 50, 100, 150, 300, 500 $\frac{mm}{s}$. Die Bremskräfte der acht Bremsen bei gleicher Geschwindigkeit sind in der gleichen Farbe dargestellt. In Position 40mm ist die Bremse in ihrer Ausgangsstellung und bei Position 0mm ist die Bremse vollständig geschlossen.

4.3.2 Öffnungskräfte

Die Öffnungskräfte von bspw. einem Schubkasten setzen sich aus mehreren Punkten zusammen: Um einen Schubkasten ab einer gewissen Schließposition sicher selbstständig schließen zu lassen, werden diese in den meisten Fällen mit einer Selbsteinzugsfeder ausgestattet. Diese Schließkraft muss in den einfachsten und gängigsten Fällen ebenso beim Öffnen überwunden werden. Es gibt Systeme, die der Feder über andere Mechaniken Energie hinzuführen, indem die Feder über eine längere Strecke gespannt wird, wodurch der Benutzer viel weniger Kraft aufbringen muss, jedoch in Summe genau so viel Energie. Weitere auftretende Öffnungskräfte sind Reibung in der Schiene des Schubkastens sowie weiteren Anbauteilen. Hinzukommen die auftretenden Kräfte der Bremse, die beispielhaft für unterschiedliche Geschwindigkeiten in Abbildung 4.3.3 gezeigt sind. Gut zu erkennen ist, dass die Öffnungskräfte weit unter den Schließkräften liegen, was hauptsächlich auf das bewegliche VP zurückzuführen ist, welches die Bypässe in dem Kolben freilegt und damit den Strömungswiderstand reduziert. Im Idealfall liegen die erzeugten Öffnungskräfte der Bremse bei $0N$, unabhängig von der Geschwindigkeit, sodass dem Benutzer ein leichtes Öffnen des Möbels ermöglicht wird. Für die hier simulierte Bremse liegen die Öffnungskräfte im Maximum für 500 $\frac{mm}{s}$ bei $-2.1N$. Gut zu erkennen ist der Freilauf im Bereich 0 – 10mm, der niedrigere Öffnungskräfte aufgrund des größeren Innenradius in diesem Bereich aufweist. Nach dem Freilauf sieht man das betragsmäßige Maximum der Öffnungskraft, weil hier der Zylinder am engsten ist. Anschließend wächst der Zylinderinnenradius wieder.

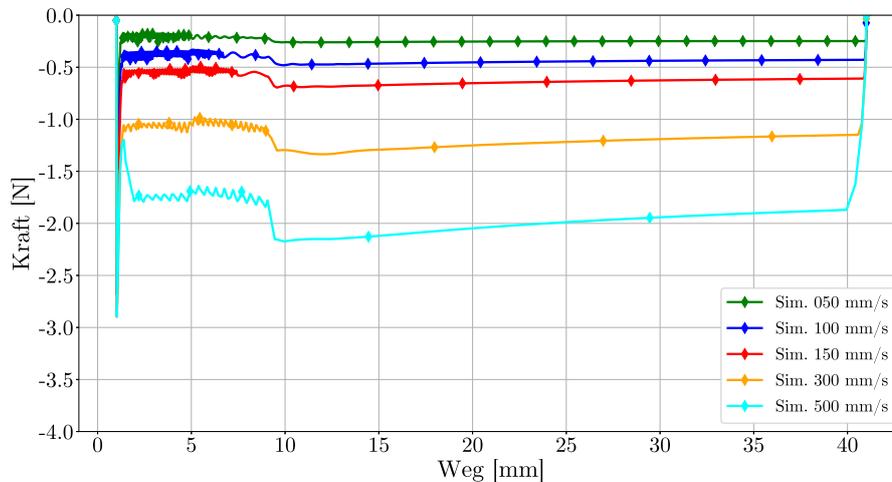


Abbildung 4.3.3: Simulierte Öffnungskräfte der Bremse bei den Geschwindigkeiten 50, 100, 150, 300, 500 $\frac{mm}{s}$. In Position 0mm ist die Bremse in ihrer Ausgangsstellung und bei Position 40mm ist die Bremse vollständig geöffnet. Aufgrund der unpassenden Auflösung des Kraftsensors für Kräfte unter 10N sind hier keine Messdaten gezeigt.

4.3.3 Unterschiedliche Belastungsfälle

Die in Abschnitt 4.3.1 gezeigten Schließkräfte treten nur für Systeme auf, in welchen die Bremse mit konstanter Geschwindigkeit geschlossen wird. Dies ist im Möbelbereich nur selten der Fall. In der Regel gibt es eine durch den Nutzer beschleunigte Masse, wie eine Möbeltür oder einen Schubkasten, welche mit einer gewissen Initialgeschwindigkeit auf die Bremse trifft und abgebremst wird. Parallel zur Bremse wirkt die Selbsteinzugsfeder, die ein sicheres Schließen der Tür oder des Schubkastens ermöglicht. Abbildung 4.3.4 zeigt den Blockaufbau der Simulation. Für die hier genutzten Simulationen sind zwei Federn mit jeweils $F_2 = 5.3N$ in geöffneter Position und $F_1 = 3.5N$ in geschlossener Position angenommen, was aktuellen Modellen am Markt entspricht, wobei ein Reibverlust von insgesamt $3N$ für die SEZ-Federn und die Führungen bereits inkludiert sind. Die Beladung und die Initialgeschwindigkeit wird variiert mit $5kg$ und $500\frac{mm}{s}$ bzw. $80kg$ und $125\frac{mm}{s}$. Dies ergibt eine kinetische Energie von $0.625J$ und ermöglicht damit eine Vergleichbarkeit der Belastungen bei wechselnden Massen und Geschwindigkeiten. $5kg$ entsprechen einem nur wenig, während $80kg$ einem voll beladenen Schubkasten entsprechen. In Abbildung 4.3.5 ist ein Weg-Zeit-Diagramm zu erkennen, dass die Simulation mit den unterschiedlichen Belastungen zeigt. Betrachtet man die grüne Kurve, so lässt sich der Verlauf in drei Teile aufteilen. Bei $t = 0s$ bewegt sich die Masse mit ihrer Initialgeschwindigkeit in Richtung Schließposition. Innerhalb von ca. $50ms$ ist die kinetische Energie jedoch von der Bremse abgebaut und die Geschwindigkeit verringert sich stark. Ab ca. $t = 0.05s$ beginnt der Bereich des „Schleichens“. Hier wird der Schubkasten mit nahezu konstanter Geschwindigkeit geschlossen und der Schubkasten schleicht zu. Diese Geschwindigkeit ergibt sich aus der Gleichgewichtsgeschwindigkeit der Reib-, SEZ- und Bremskraft. Bis auf die Reibkraft ist diese Geschwindigkeit unabhängig von der Masse des Schubkastens. Bei $t = 1s$ nimmt der Schubkasten nochmals an Geschwindigkeit zu, da hier der Freilauf im Zylinder beginnt. Für die $80kg$ Beladung gelten die gleichen Abschnitte, jedoch in unterschiedlichen Anteilen des gesamten Verlaufs des Schließvorgangs. Es dauert in etwa fünf mal länger bis die kinetische Energie des Schubkastens abgebaut ist. Aufgrund der geringeren Geschwindigkeit ist die Bremskraft kleiner. Auch ist kein scharfer Übergang zum „Schleichen“ erkennbar, da die Initialgeschwindigkeit der Schleichgeschwindigkeit ähnelt. Vergleicht man die beiden

Bremsverläufe miteinander, so fällt auf, dass die Schließzeit für 80kg ca. 40% unterhalb der Schließzeit für 5kg liegt, obwohl es sich um die gleichen Initialenergien handelt. Die Bremse besitzt keine Bremskraft, die direkt von der Masse der Beladung abhängt, sondern nur von der Geschwindigkeit. Für diese unterschiedlichen Massen, wäre ein elektromechanisches System besser geeignet, sodass dann die Bremskraft so lange erhöht wird bis die gewünschte Geschwindigkeit erreicht ist. Alternative rein mechanische Lösungen sind denkbar, erfordern jedoch einen größeren Aufwand, da die Beladung zu jedem Ort einen Einfluss auf die Bremskraft haben muss. In Abschnitt 4.6 wird ein System vorgeschlagen, dass die Masse indirekt berücksichtigt.

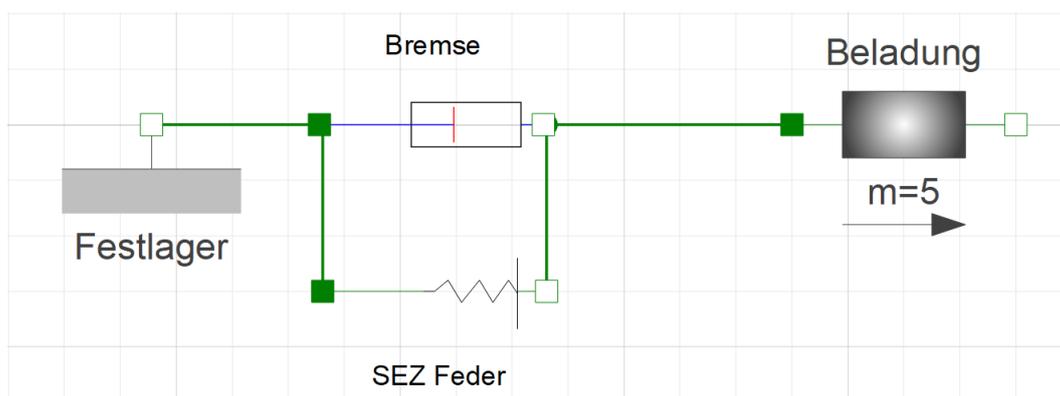


Abbildung 4.3.4: Blockaufbau der Simulation für unterschiedliche Belastungsfälle. Links im Bild ist das Festlager am Gestell. Die Bremse ist auf der einen Seite am Festlager angebracht und auf der anderen Seite mit einer Masse Beladung verbunden. Die Masse der Beladung sowie die Initialgeschwindigkeit können im Block „Beladung“ eingestellt werden. Parallel zur Bremse ist die Selbststeinzugsfeder („SEZ Feder“) dargestellt.

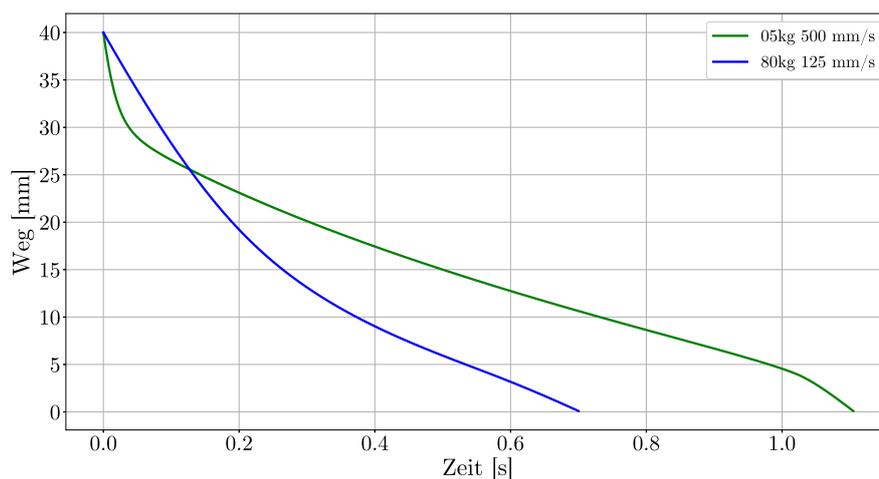


Abbildung 4.3.5: Weg-Zeit Diagramm des Schließens einer Bremse mit (grün) 5kg Beladung und Ausgangsgeschwindigkeit von $500\frac{\text{mm}}{\text{s}}$ sowie (blau) 80kg Beladung und Ausgangsgeschwindigkeit von $125\frac{\text{mm}}{\text{s}}$.

4.3.4 Einfluss des federnden Ventilspalts

Welchen Einfluss der federnde Ventilspalt auf den Bremsprozess hat, lässt sich gut an Abbildung 4.3.6 zeigen. Zu sehen sind jeweils vier Schließkurven, wobei die Bremsen (grün) einen

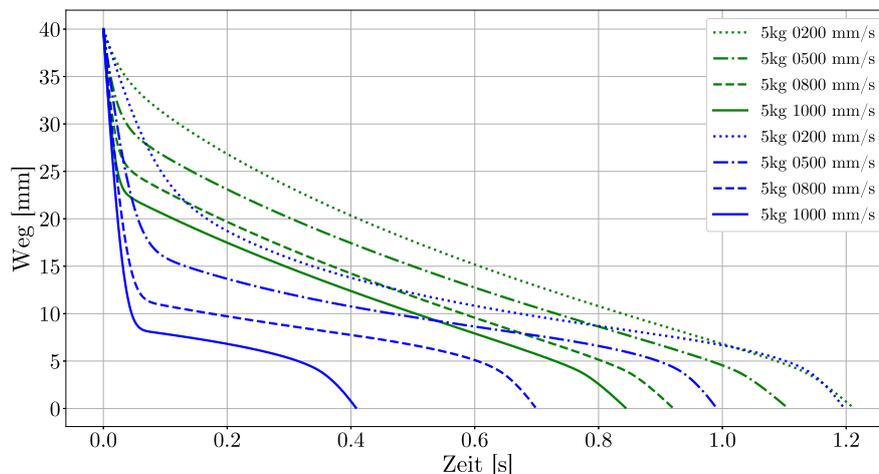


Abbildung 4.3.6: Vergleich von jeweils vier Schließkurven von Bremsen (grün) mit und (blau) ohne Federerelement im Ventilspalt. Man erkennt die größere Streuung der Schließzeiten bei Bremsungen ohne Federerelement.

bzw. (blau) keinen federnden Ventilspalt haben. Die Beladung ist stets die Gleiche, jedoch unterscheiden sich die Kurven in den Initialgeschwindigkeiten. Die Parameter für die Bremse mit federndem Ventilspalt entsprechen denen aus Abschnitt 4.3.1. Für das System ohne federnden Ventilspalt wurde $s_{V,S,0} = 0m$ festgelegt. Um ähnliche Schließzeiten bei gleichen Belastungsfällen zu erzeugen, wurde zudem die Viskosität des Öls auf $75mPas$ verringert. Gut zu erkennen ist, dass die Schließzeiten mit federndem Ventilspalt zwischen $0.85 - 1.2s$ liegen, während sie ohne Federerelement bei $0.4 - 1.2s$ liegen. Eine Erhöhung der Geschwindigkeit führt ohne Federerelement zu einem starken Einbruch der Schließzeit, was unerwünscht ist, da die Bremse im Idealfall unabhängig von der Initialgeschwindigkeit stets gleiche Schließzeiten liefern sollte. Die Bremse ist überlastet und kann höhere Geschwindigkeiten nicht abfangen. Wird jedoch ein federnder Ventilspalt eingesetzt, so erhält man für $200\frac{mm}{s}$ eine ähnliche Schließzeit wie bei der Bremse ohne Federerelement, aber die Bremse mit Federerelement besitzt genug Bremskraftreserven um höhere Geschwindigkeiten abzubremesen. Bei höheren Geschwindigkeiten schließt sich der Ventilspalt und die Bremskraft steigt an, was die Beladung stärker abbremst bis die kinetische Energie nahezu abgebaut ist und nur noch die Federkraft gegen die Bremskraft wirkt. Ein korrekt ausgelegter federnder Ventilspalt erlaubt folglich größere Reserven, was die Bremskraft angeht, ohne bei kleinen Initialgeschwindigkeiten zu große Schließzeiten zu erzeugen. Die korrekte Abstimmung des Ventilspalts ist deshalb essentiell für einen wertigen Bremsprozess bei unterschiedlichen Belastungsfällen.

4.4 Toleranzanalyse

Mithilfe der Simulation kann auch eine Prognose bezüglich der Streuung der Funktion der Bremse in Abhängigkeit der Fertigungstoleranzen der Einzelbauteile erzeugt werden. Hiermit lassen sich sehr grundlegende Fragen hinsichtlich der Bauteilauslegung beantworten. So kann beispielsweise ohne Simulation nur mit Mühe herausgefunden werden, welchen Einfluss die Fertigungsstreuung des Kolbenradius auf die Funktion der Bremse hat. Meist werden die Einzelteile, wie Zylinder und Kolben, so genau wie es mit dem gewählten Fertigungsverfahren möglich ist produziert und am Ende über eine 100% Kontrolle der Bremsen gute von schlechten Bremsen getrennt. Anschließend wird nachgemessen mit welcher Streuung aktuell für gut befundene Bremsen produziert werden und diese Streuung wird als Toleranzfenster festgelegt. Das daraus resultierende Problem bei Alterung, Abnutzung oder Wechsel der Fertigungswerkzeuge ist, ob die sich ändernde Verteilung der Parameter der Einzelbauteile immer noch eine gute Bremse ergeben oder ob nun erhöhter Ausschuss produziert wird. Eventuelle Folgen von Sonderfreigeben der Fertigung können gar nicht abgeschätzt werden, da es keinen „einfachen“ Zusammenhang der Parameter der Einzelteile mit der Kraft der Bremse gibt. Die Simulation kann hier weiterhelfen und Zusammenhänge aufzeigen. Abbildung 4.4.1 zeigt beispielsweise zwei Histogramme der Verteilung der maximalen Bremskraft bei konstanter Schließgeschwindigkeit von $v = 500 \frac{mm}{s}$ und schwankenden Herstellungsparametern der Viskosität, des Kolbenradius und des Zylinderradius. In beiden Histogrammen ist die Viskosität mit $\pm 20 mPas$ uniform verteilt sowie Kolben- und Zylinderradius normal verteilt mit $\sigma = 10 \mu m$. Das rote Histogramm zeigt jedoch die zu erwartende Fertigungsstreuung bei einem Erwartungswert des Kolbenradius von $2.72 mm$, während die blaue Verteilung auf einem Erwartungswert von $2.73 mm$ basiert. Wie aufgrund des kleineren Kolbenradius zu erwarten, liegt das rote Histogramm weiter im Bereich kleinerer Bremskräfte. Hinzu kommt, dass auch eine kleinere Standardabweichung von $22 N$ gegenüber $26 N$ beim blauen Histogramm zu erkennen ist, obwohl die Bauteiltoleranzen nicht verändert wurden. Dies liegt daran, dass ein kleinerer Kolbenradius zu einem größeren Spalt zwischen Kolben und Zylinderinnenwand führt. Dieser, absolut gesehen, größere Spalt wird bei gleichbleibenden Schwankungen von Kolbenradius und Zylinderinnenradius, relativ gesehen, weniger beeinflusst, was die Streuung der Maximalkraft reduziert.

Diese Histogramme lassen sich sehr gut zur Dimensionierung der Bremse nutzen. So kann über einen Probandentest herausgefunden werden, welche Bremskräfte für gut und welche für schlecht befunden werden. Sind diese Grenzen einmal festgelegt, kann die Optimierung der Fertigungsparameter der Einzelbauteile beginnen. Diese werden so lange variiert bis die maximale Anzahl an Bremsen im Toleranzfenster liegen und damit so wenig Ausschuss wie möglich produziert wird, dabei geben nicht nur die Fertigungsmöglichkeiten selbst, sondern auch eventuelle Skalierungseffekte die Grenzen der Optimierung vor. So kann es vorkommen, dass ein Kolben in mehreren Varianten verschiedenster Bremsen genutzt wird und dieser damit nicht verändert werden darf, obwohl es für diesen einen Bremsentyp von Vorteil wäre. Natürlich kann es vorkommen, dass gewisse Kombinationen an Parametern einen gleichen Effekt auf die Verteilung haben, sich jedoch fertigungstechnisch stark unterscheiden. Beispielsweise kann sowohl der Kolben vergrößert oder der Zylinderinnenradius verkleinert werden. Beides führt zu einem Anstieg des Kraftniveaus. Hier besteht nun die Freiheit zu wählen, welche Maßnahme besser, einfacher oder ökonomischer ist.

Ohne Simulation kann es vorkommen, dass eine Bremse, die als gut bemustert wurde, eigentlich nur aus einer glücklichen Kombination aus Abweichungen der Herstellungsparametern entstanden ist. Würde man auf dieser Basis Bremsen herstellen, so würde ein Großteil an Ausschuss produziert werden, da die bemusterte Bremse nur eine Stichprobe zeigt, während die Simulation die gesamte Bandbreite abdeckt. Die aus der Simulation optimierten Werte werden anschließend als Sollmaße / -parameter der Produktion festgelegt und überwacht. So

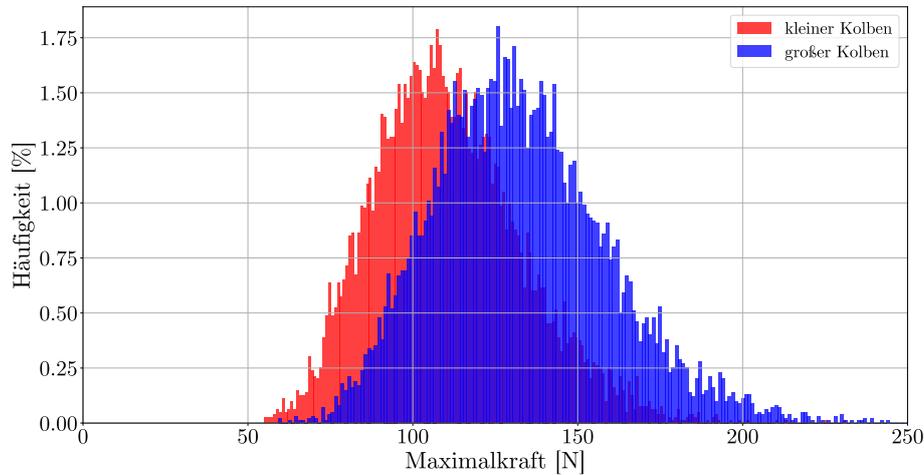


Abbildung 4.4.1: Verteilung der maximalen Kraft von Bremsen, basierend auf Tabelle 4.2 bei einer konstanten Schließgeschwindigkeit von $v = 500 \frac{mm}{s}$. Für diese Verteilung wurde die Ölviskosität uniform um $\pm 20 mPas$, der Kolbenradius sowie der Zylinderinnenradius normalverteilt mit $\sigma = 10 \mu m$ variiert. Die blaue Verteilung entspricht einem Erwartungswert von $2.73 mm$ für den Kolbenradius, während die rote Verteilung auf einem Erwartungswert von $2.72 mm$ für den Kolbenradius basiert. Die restlichen Parameter der Simulation sind aus Tabelle 4.2 zu entnehmen.

lange die Parameter stets in ihren Toleranzfenstern liegen, kann von einer optimalen Funktion der Bremse ausgegangen werden. Verschleßen die Werkzeuge mit der Zeit, so lassen sich über Stichproben an den Einzelteilen die Verteilung der Parameter der Einzelteile ermitteln, welche anschließend in der Simulation die zu erwartende Steigerung des Ausschusses bestimmen. Nun kann abgewägt werden, ob ein Weiterlaufen der Produktionsanlage bis zum nächsten Wartungsintervall ökonomisch sinnvoll ist oder ob diese sofort gewartet werden muss.

4.5 Fehleranalyse mithilfe der Simulation

Die Simulation erlaubt eine Fehleranalyse realer Bremsen und ihrer Bauteile, um Produktions- oder Konstruktionsfehler zu identifizieren und entsprechende Abstellmaßnahmen einzuleiten. Zwei Beispiele seien hier gezeigt: Ein zu kleiner Hub des VPs und eine falsche Abstimmung des VPs und Ventilspalts.

4.5.1 Zu kleiner Hub des Ventilplättchens

Fehlerbild:

Wird der Schubkasten schnell geöffnet und anschließend „normal“ geschlossen, so kommt es zu einer Kollision von Bauteilen der Schubkastenschiene mit dem SEZ System. Dies führt zu einem Offenstand des Schubkastens, der durch den Benutzer bemängelt wird.

Erklärung:

Abbildung 4.5.1 stellt den Aufbau der Anbindung (1) der Bremse an (5) die Schubkastenschiene schematisch dar. Beim Öffnen eines Schubkastens wird die Bremse in die vollständig geöffnete Position gefahren und hier in einer Parkmulde (4) der Koppelkurve abgelegt, während der Schubkasten selbst noch weiter öffnen kann. Diese Parkmulde ist so konstruiert, dass (6) die SEZ-Feder die Bremse nicht ohne Schubkasten schließen kann. Hierzu wird (2) die Kolbenstange drehbar mit (7) einem Koppelbolzen verbunden, der von (3) dem Aktivator in der Koppelkurve verschoben wird. Ist die Parkposition in der Koppelkurve erreicht, so wird der Koppelbolzen abgelegt und der Schubkasten bewegt sich weiter ohne die SEZ-Feder zu spannen. Wenn sich der Schubkasten wieder in Richtung Schließstellung bewegt, nimmt der Aktivator den Koppelbolzen mit und die Bremse sowie die SEZ-Feder wirken auf den Schubkasten. Um das Einkoppeln des Koppelbolzens in den Aktivator so geschmeidig wie möglich zu machen und dem Benutzer ein wertiges Gefühl zu vermitteln, wird (α) der Winkel der Schrägen in der Parkposition so lange vergrößert, bis ein Gleichgewicht der Reibkraft, Bremskraft und SEZ-Federkraft erreicht wird und der Koppelbolzen leichtgängig einkoppeln kann, jedoch sicher an seiner Position verharrt, wenn der Aktivator nicht zugegen ist. Treten Toleranzen in einer dieser Kräfte auf, so kann es sein, dass sich der Koppelbolzen ohne Aktivator aus der Parkposition und in Richtung der Bremse bewegt. Wird nun der Schubkasten geschlossen, dann fährt der Aktivator gegen den Koppelbolzen und der Schubkasten schließt nicht. Außerdem wird die gesamte kinetische Energie schlagartig abgebaut und nicht wie gewohnt von der Bremse aufgenommen.

Mit diesem Vorwissen wurde eine Analyse des Fehlerbildes durchgeführt. Eine geometrische Vermessung der Bremse in Schließrichtung brachte keine Abweichungen gegenüber funktionierenden Bremsen zum Vorschein. Dies sind Hinweise, dass Durchmesser von Kolben und Zylinder, sowie die Viskosität in Ordnung sein müssten. Eine visuelle Untersuchung der Bauteile zeigte auch keinen Hinweis. Mithilfe der Simulation konnte jedoch gezeigt werden, dass eine zu kleine Abhebung des VPs $h_{VS,max}$ zu solch einem Fehlerbild führen kann. Abbildung 4.5.2 zeigt einen Vergleich des Kraft-Zeit Verlaufs beim Öffnen von Bremsen mit (grün) $h_{VS,max} = 0.1mm$ und (blau) $h_{VS,max} = 0.4mm$. In rot ist zudem die Geschwindigkeit gezeigt, die die Linearachse der Bremse vorgibt. Betrachtet man zunächst die blaue Kurve so erkennt man einen Anstieg der Kraft mit einem Ausreißer nach unten. Dieser Ausreißer kann auf numerische Gründe zurückgeführt werden, die aufgrund der ungenauen Initialisierung der Dichtungsfederposition und der Kompressibilität des Öls entstehen. Nach dem Ausreißer kommt ein kleines Plateau mit dem anschließenden Maximum des blauen Kraftverlaufs. Dies ist zurückzuführen auf den Kolben, der zu diesem Zeitpunkt die engste Stellen des Zylinders passiert. Anschließend weitet sich der Zylinder wieder auf, sodass die Kraft nach und nach

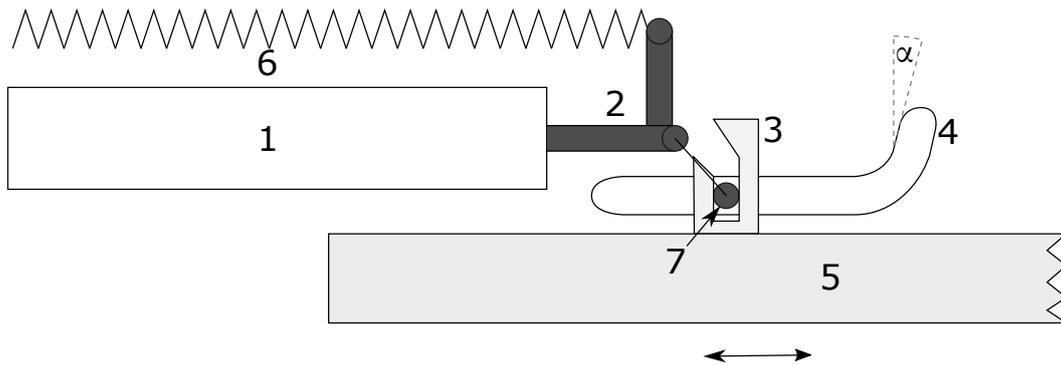


Abbildung 4.5.1: Schematischer Aufbau der Anbindung der Bremse an die Schubkastenschiene bestehend aus (1) Bremse, (2) Kolbenstange, (3) Aktivator, (4) Koppelkurve, (5) Schubkastenschiene, (6) SEZ-Feder und (7) Koppelbolzen. (α) ist der Winkel der Schrägen in der Parkposition der Koppelkurve.

abnimmt. Zum Zeitpunkt $t \approx 0.03s$ ist das System vollständig geöffnet. Analog zur Abnahme der Geschwindigkeit fällt die Bremskraft vollständig ab. Im Vergleich hierzu sieht die Kraftkurve für $h_{VS,max} = 0.1mm$ anders aus. Wie zu erwarten führt die kleinere Abhebung des VPs zu höheren Öffnungskräften. Wieder sieht man ein Ansteigen der Kraft am Anfang der Öffnungsbewegung, da der Kolben an die engste Stellen des Zylinders kommt. Allerdings kommt es nicht zu dem zu erwartenden Abfall der Kraft, sondern zu einem weiteren Anstieg. Kurz vor $t \approx 0.02s$ schnellte die Kraft noch weiter nach oben und hält sich auf diesem Niveau bis zum Anhalten der Bremse. Hier fällt die Kraft ab, wobei sie jedoch nicht direkt auf $0N$ sinkt, sondern weitere $0.02s$ nachwirkt. Obwohl das System steht, wirkt eine Kraft von $6 - 8N$ nach. Diese Kraft erzeugt dann das oben erwähnte Fehlerbild, da zur Zugkraft der SEZ-Feder noch die Bremskraft hinzukommt und das System auslöst, obwohl der Schubkasten offen steht. Die Erklärung für dieses Verhalten ist, dass die kleinere Abhebung des VPs zu einem erhöhten Strömungswiderstand führt, sodass das Öl aus V_1 nicht schnell genug in V_2 abfließen kann. Es kommt zu einer Druckerhöhung in V_1 , was die Dichtung dazu bringt sich in die „falsche“ Richtung zu bewegen. Die Dichtung bewegt sich vom Kolben weg und spannt dabei die Dichtungsfeder während zeitgleich ein Unterdruck in V_2 erzeugt wird. Kurz vor $t \approx 0.02s$ kommt es zur vollständigen Kontraktion der Dichtungsfeder und die Dichtung kann sich nicht mehr weiter vom Kolben entfernen. Der Druck in V_1 steigt nochmals an und erzeugt den sprunghaften Anstieg der Kraft. Wenn das System nun anhält, herrscht immer noch der Unterdruck in V_2 und die Dichtungsfeder ist gespannt, was zu dem Nachwirken der Kraft führt. Die Feder entspannt nun langsam, da das Öl von V_1 nach V_2 abfließen kann und die Kraft nimmt nach und nach ab.

Lösung:

Zuerst wurde herausgefunden, welche maximalen Geschwindigkeiten beim Öffnen auftreten. Diese treten normalerweise bei der Montage des Schubkastens auf, da die heutigen Schubkästen meist auf eine Schubkastenschiene geklippt werden. Dazu wird der Schubkasten auf die Schiene aufgesetzt und schnell geschlossen. Beim Erreichen der Schließstellung fahren die Schienen auf Anschläge und der Schubkasten rastet auf der Schiene auf. Anschließend wird, in der Regel, getestet, ob alles ordnungsgemäß verrastet ist, indem der Schubkasten erneut schnell geöffnet wird. Hier liegen bei erfahrenen Monteuren Geschwindigkeiten von ca. $1.4 \frac{m}{s}$ an. Unter der Annahme, dass diese Geschwindigkeit auch beim Öffnen auftritt, wurden $1.4 \frac{m}{s}$ für die erneute Simulation angenommen und $h_{VS,max}$ so lange erhöht bis es auch unter schlechten Toleranzkonstellationen nicht mehr zu einem schlagartigen Anstieg der Kraft kam. Die untere

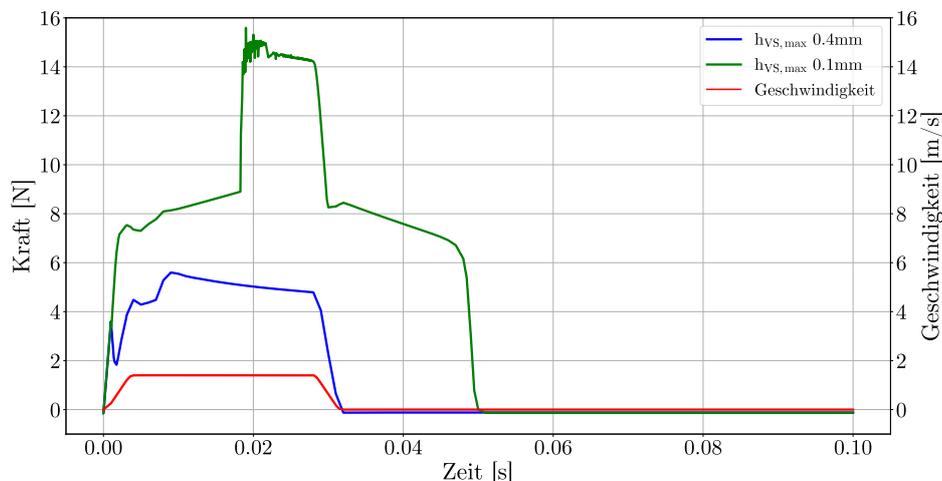


Abbildung 4.5.2: Kraft-Zeit Verlauf des Öffnungsvorgangs von zwei Bremsen mit einer maximalen Abhebung des VPs $h_{VS,max}$ von (grün) 0.1mm und (blau) 0.4mm . Beide Bremsen wurden von der vollständig geschlossenen Stellung bis zur vollständig geöffneten Stellung bei 40mm bewegt und anschließend gestoppt jedoch wurde die Simulation weitergeführt, um den unterschiedlichen Kraft Abbau zeigen zu können. Gezeigt ist auch (rot) die Geschwindigkeit der Bremse zu jedem Zeitpunkt.

Toleranzgrenze für $h_{VS,max}$ wurde dadurch auf 0.25mm festgelegt und das Fehlerbild war behoben.

4.5.2 Falsche Abstimmung zwischen VP und Ventilspalt

Fehlerbild:

Beim Schließen des Schubkastens fängt das System an zu schwingen. Nutzer beklagen sich über einen stockenden Bremsprozess. Der Schubkasten bremst kurz ab, nimmt dann wieder Geschwindigkeit auf, um anschließend wieder abzubremsen. Dieser Vorgang wiederholt sich dann bis zum vollständigen Schließen des Schubkastens.

Erklärung:

Wenn das System aus SEZ und Bremse falsch abgestimmt ist, kann es zu einem periodischen Aufschwingen der Bremskraft kommen (vgl. Abbildung 4.5.3). Insbesondere dann, wenn c_{VS} sehr klein und die maximale Abhebung sehr groß ist, kommt es zu diesem Verhalten. Hat der Kolben zunächst eine hohe Geschwindigkeit, so baut sich Druck in V_2 auf, was zu einer Verkleinerung von s_{VS} führt und einer Erhöhung des Strömungswiderstands. Dadurch steigt die Bremskraft an und verlangsamt das System, was wiederum zu einer Abnahme der Geschwindigkeit führt und damit verbundenen Öffnung des Ventilspalts. Der Strömungswiderstand sinkt, die Kraft nimmt ab und das System verliert weniger stark an Geschwindigkeit. Bei großen c_{VS} führt eine Änderung des Drucks nur zu einer kleinen Veränderung von s_{VS} und damit einer kleinen Veränderung des Strömungswiderstands. Ein kleines c_{VS} jedoch reagiert sehr empfindlich auf kleinste Druckunterschiede und erzeugt damit viel eher Kraftspitzen aufgrund großer Veränderungen des Strömungswiderstands.

Lösung:

Das System aus Bremse und SEZ muss passend dimensioniert sein. Die Simulation bietet hier eine sehr gute Basis, um solche Effekte frühzeitig zu erkennen und zu vermeiden. Wurde eine Bremse bereits ausgelegt und gebaut und treten diese Effekte nur sporadisch auf, so können es Toleranzen in der Fertigung sein, die bei einem Anteil der Systeme ein schwingen erzeugen. Auch hier kann die Simulation in Kombination mit der Toleranzanalyse aus Abschnitt 4.4 helfen, die fehlerhaft produzierten Teile zu ermitteln und die Toleranzgrenzen oder sogar Sollmaße anzupassen. Dazu wird die Streuung der Herstellung der einzelnen Bauteile ermittelt und mit dieser Streuung mehrere Tausend Simulationen durchgeführt. Eine automatisierte Analyse der Weg-Zeit Diagramme oder auch der Beschleunigungen deckt dann kritische Kombinationen von Ist-Maßen auf. Diese gilt es durch eine geeignete Neudimensionierung der Bauteile zu vermeiden.

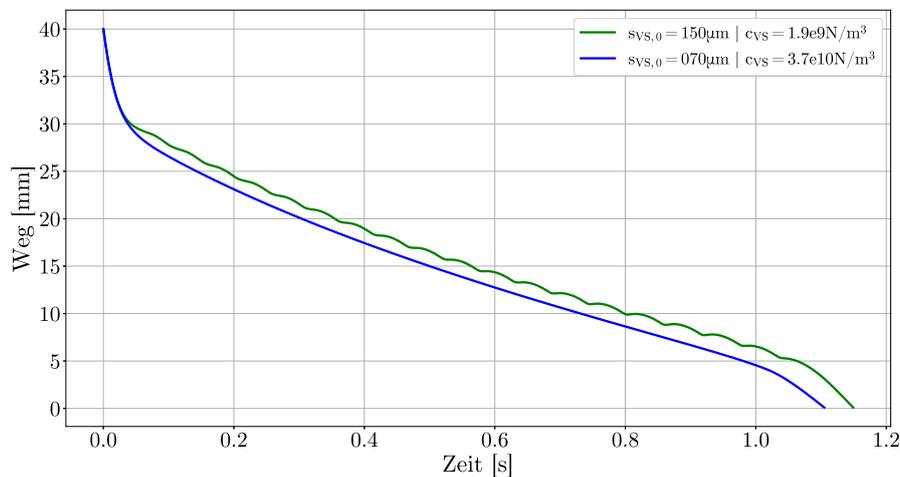


Abbildung 4.5.3: Vergleich der Schließvorgänge von einer Bremse mit (grün) $s_{VS,0} = 150\mu\text{m}$ und $c_{VS} = 1.9e9\frac{\text{N}}{\text{m}^3}$ sowie einer Bremse mit (blau) $s_{VS,0} = 70\mu\text{m}$ und $c_{VS} = 3.7e10\frac{\text{N}}{\text{m}^3}$. Gut zu erkennen ist der wellenförmige Verlauf der grünen Kurve, der von Benutzern als stockendes oder „rubbelndes“ Schließverhalten beschrieben wird.

4.6 Optimierung der Bremse unter bestimmten Randbedingungen

Um die vorhandene Bremse auf die verschiedenen Lastfälle zu optimieren wird in diesem Abschnitt zunächst ein mathematisches Ersatzmodell erzeugt, sodass die einzelnen Optimierungsschritte schneller berechnet werden können. Sobald das mathematische Modell optimiert ist, kann das physikalische Modell an das optimierte, mathematische Modell angepasst werden. Dieses mathematische Ersatzmodell besitzt keinerlei Modellierung irgendwelcher Strömungskanäle, Dehnungen oder Drücke. Auch hat diese Gleichung kein zeitabhängiges Verhalten, das den Auf- oder Abbau des Drucks beschreibt. Dennoch wird für die erste Auslegung dieses Modell genutzt, da es ein Bremsvorgang innerhalb von $11ms$ berechnet werden kann, wohingegen ein Bremsvorgang nach Abschnitt 4.2 über $1s$ lang ist. Die Optimierung der Parameter erfolgt dadurch schneller und wird anschließend auf das physikalische Modell übertragen. Ein weiterer Grund zuerst das mathematische Modell zu optimieren ist, dass es sich zunächst an physikalischen Gegebenheiten orientiert, diese aber nicht zwangsweise voll darstellen muss. Dadurch können z.B. Belastungsgrenzen der physikalisch eingesetzten Materialien zunächst ignoriert werden und eine optimale Bremse entwickelt werden. Danach erst werden die physikalischen Grenzen betrachtet und gegebenenfalls Abstriche hinsichtlich der Wertigkeit hingenommen.

4.6.1 Mathematisches Ersatzmodell

Das mathematische Ersatzmodell für die in Abschnitt 4.2 vorgestellte Bremse, die Selbsteinzugsfeder sowie der Schubkasten inklusive Beladung beschränkt sich im Folgenden auf einen Punktkörper mit der Masse m , der Anfangsgeschwindigkeit v_0 und der Anfangsposition s_0 sowie einer darauf wirkenden Kraft F als Summe der Kräfte der Bremse und der Selbsteinzugsfeder

$$F = F_{SEZ} + F_{Bremse} \quad . \quad (4.26)$$

Für die Federkraft F_{SEZ} gilt

$$F_{SEZ} = c_{SEZ}(s + L_{SEZ}) \pm F_{Reib} \quad (4.27)$$

mit c_{SEZ} und L_{SEZ} als Federkonstante und Vorspannweg der Selbsteinzugsfeder sowie s als aktuelle Position der Beladung. Hinzukommt F_{Reib} als gesamte Reibkraft aus der Feder sowie der Schiene. Als Ansatz für die Kraft der Bremse F_{Bremse} wird

$$F_{Bremse} = c_{Bremse} v (\gamma (s - s_{Niveau})^3 \frac{1}{m^3} + (1 - \gamma) (1 - \frac{1}{1 + e^{\frac{v - v_{VS}(s/s_{max})^n}{c_{VS}}}})) \quad , \quad (4.28)$$

angenommen. Hierbei ist c_{Bremse} die Dämpfungskonstante und v ist die aktuelle Geschwindigkeit der Masse. Da die Bremse über zwei Hauptströmungskanäle verfügt - Strömung durch den Ventilsplatt sowie am Kolben - wird der Faktor γ hinzugefügt. Er regelt das Verhältnis der Kräfte, die durch die einzelnen Strömungskanäle erzeugt werden, und wird für die Optimierung auf $0 \leq \gamma \leq 1$ begrenzt. Der Faktor $(s - s_{Niveau})^3$ trägt dem Umstand Rechnung, dass der Zylinderinnenradius enger wird, je weiter der Kolben in Richtung Schließstellung bewegt wird. Diese Abnahme des Zylinderinnenradius erfolgt in der Regel linear, wobei auch nichtlineare Geometrien denkbar sind. Wie Gleichung D.8 zeigt, hängt der Strömungswiderstand kubisch von der Spaltdicke ab, sodass hier näherungsweise eine kubische Abhängigkeit der Kraft vom Spalt und damit auch von der Position angenommen wird. Der Faktor $(1 - \frac{1}{1 + e^{\frac{v - v_{VS}(s/s_{max})^n}{c_{VS}}}})$

stellt eine Näherung der Strömung durch den Ventilsplatt dar. Abbildung 4.6.1 zeigt den Verlauf dieses Faktors für unterschiedliche Fälle von $n = 1$ bzw. 2 . In den blauen Bereichen wird kaum Bremskraft erzeugt, wohingegen in den gelben Bereich die maximale Bremskraft

erzeugt wird. Dazwischen liegen Übergangsbereiche, die durch die Parameter v_{VS} , s_{max} und c_{VS} sowie n charakterisiert werden. Breite Übergangsbereiche hängen physikalisch gesehen von mehreren Faktoren ab: So kann es sein, dass nur eine minimale Änderung der Zylinderkontur stattfindet. Diese erzeugt wenig Druckunterschied zwischen den Positionen der Bremse, sodass sich der Grad der Schließung des Ventilspalts nur minimal unterscheidet. Der Übergangsbereich zwischen offenem und geschlossenem Ventilspalt erscheint dadurch sehr breit bezogen auf Veränderungen der Position s . Ebenso kann ein kleines $s_{VS,max}$ aber ein sehr steifes Federelement dafür sorgen, dass Druckunterschiede nur minimale Änderungen der Strömung durch den Ventilspalt bewirken.

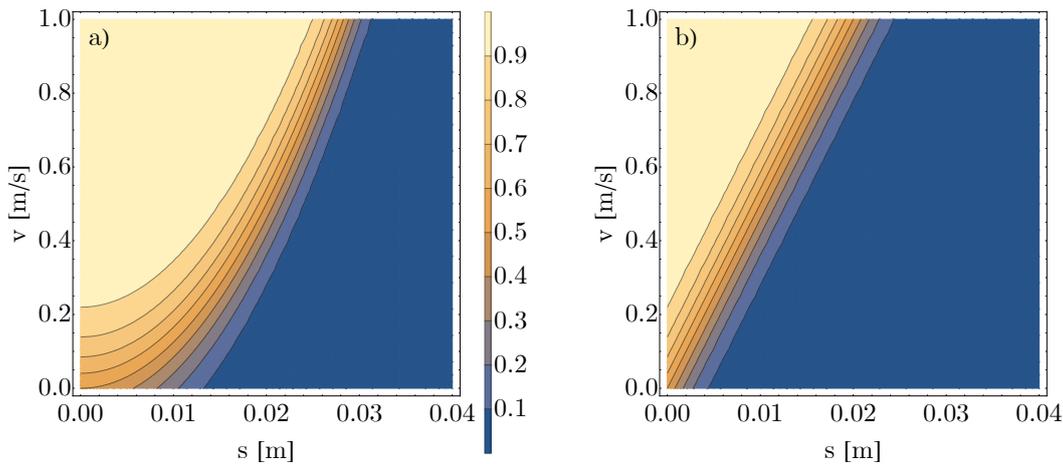


Abbildung 4.6.1: Verlauf von $(1 - \frac{1}{1 + e^{\frac{v - v_{VS}(s/s_{max})^n}{c_{VS}}}})$ über die Position s und die Geschwindigkeit v . Innerhalb der blauen Bereiche stellt die Strömung durch den Ventilspalt keine nennenswerten Beiträge zur Bremskraft bei, während es im gelben Bereich den vollen Beitrag leistet. Dazwischen gibt es Übergangsbereiche, in welchen teilweise Bremskraft erzeugt wird. Für Grafik a) gilt $n = 2$, sodass ein parabolischer Verlauf des Übergangs sichtbar ist, während Grafik b) durch $n = 1$ erzeugt wird, was zu einem linearen Übergang führt. Für beide Grafiken gilt $v_{VS} = 2$, $s_{max} = 0.04$ und $c_{VS} = 0.01$.

Mithilfe von Gleichung 4.26 kann nun zu jeder Geschwindigkeit und zu jedem Ort eine resultierende Kraft auf die Masse m ermittelt werden. Die Simulation erfolgt über die Initialgrößen der Energie E_0 und der Geschwindigkeit v_0 am Ort s_0 . Nach jedem Zeitschritt Δt wird die Masse um den Weg $\Delta s = \Delta t \cdot v$ bewegt, die resultierende Kraft über Gleichung 4.26 berechnet und anschließend die Energie um $\Delta s \cdot F$ reduziert, was eine Minderung der Geschwindigkeit zur Folge hat. Es erfolgt der nächste Zeitschritt und diese Schleife wird erst verlassen wenn die Position bei $\leq 0mm$ liegt. Für jeden der Zeitschritte wird die Position, Geschwindigkeit und Beschleunigung gespeichert, sodass diese Daten für unterschiedlichste Lastfälle miteinander verglichen werden können. Als ein Beispielfall sei hier Abbildung 4.6.2 heranzuziehen. Grafik a) zeigt die sich ergebende Bremskraft bei unterschiedlichen Positionen s und Geschwindigkeiten v . Außerdem eingezeichnet sind Bremsverläufe mit gleicher Energie, jedoch in grün mit wenig Masse und hoher Geschwindigkeit sowie in rot mit viel Masse und wenig Geschwindigkeit. Der gelbfarbene Bereich weist sehr hohe Kräfte auf resultierend aus dem nahezu geschlossenen Ventilspalt. Die bläulichen Bereiche zeigen vergleichsweise niedrige Kräfte. Vergleicht man die grüne und die rote Kurve so erkennt man, dass die grüne Kurve schnell an Geschwindigkeit verliert, während die rote Kurve bis in den gelben Bereich eindringen muss um signifikant an Geschwindigkeit zu verlieren. Dies ergibt sich natürlich aus der kleinen bzw. großen Masse der Belastungsfälle. Grafik b) zeigt dieselben Bremsprozesse jedoch als Orts-Zeit Diagramm. Man erkennt gut, dass sich die Verläufe der beiden Bremsungen unterscheiden, jedoch ist die

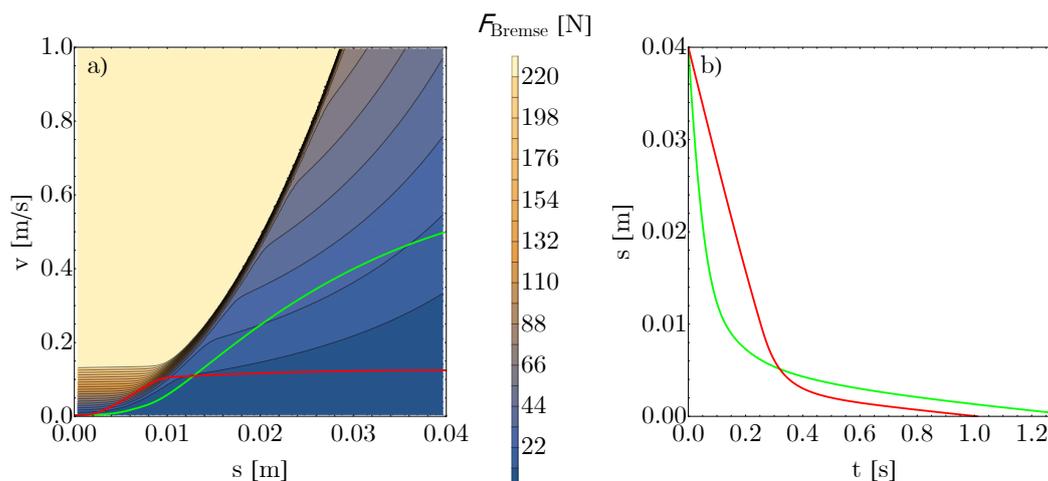


Abbildung 4.6.2: a) Bremskraft einer beispielhaften Bremse nach Gleichung 4.28 mit $c_0 = 150000$, $s_{Niveau} = 0.11$, $\gamma = 0.99$, $v_{VS} = 2$, $s_{max} = 0.04$, $n = 2$, $c_{VS} = 0.01$. Kräfte über $250N$ wurden ausgeblendet um Unterschiede im Bereich unter $250N$ erkennen zu können. Die grüne Linie beschreibt den Verlauf einer Bremsung mit $m = 2.5kg$ und $v_0 = 0.5\frac{m}{s}$. Die rote Linie zeigt den Bremsprozess für $m = 40kg$ und $v_0 = 0.13\frac{m}{s}$. Dieselben Bremsungen sind in Grafik b) abgebildet mit dem Unterschied, dass hier der Ort über die Zeit aufgetragen ist.

letztliche Schließzeit nahezu gleich. Der grüne Belastungsfall legt am Anfang aufgrund der höheren Startgeschwindigkeit mehr Weg bei gleicher Zeit zurück, wird jedoch auch stärker abgebremst und hat ab $s \approx 0.02m$ eine geringere Geschwindigkeit als der rote Fall. Hier baut die Masse erst im Bereich bei $s = 0.01m$ an Energie ab, sodass beide Fälle Schließzeiten von ca. $1.2s$ haben. Diese Aufteilung des Geschwindigkeitsabbaus ist der Hebel um unterschiedliche Belastungsfälle zu ähnlichen Zeiten in die Schließposition zu bringen. Leichte Schubkästen bauen am Anfang Energie ab, während schwere Schubkästen am Ende Energie abbauen. Der genaue Verlauf dieser Aufteilung wird im Folgenden optimiert.

4.6.2 Parameteroptimierung des mathematischen Ersatzmodells

Zur Optimierung des mathematischen Ersatzmodells werden die aus Abschnitt 3.3 ermittelten Schließgeschwindigkeiten & -energien herangezogen. Hierzu werden beide Verteilungen durch logarithmische Normalverteilungen angenähert (vgl. Abbildung 4.6.3) und diese Ergebnisse zur Erzeugung von zufällig gewählten Belastungsfällen genutzt.

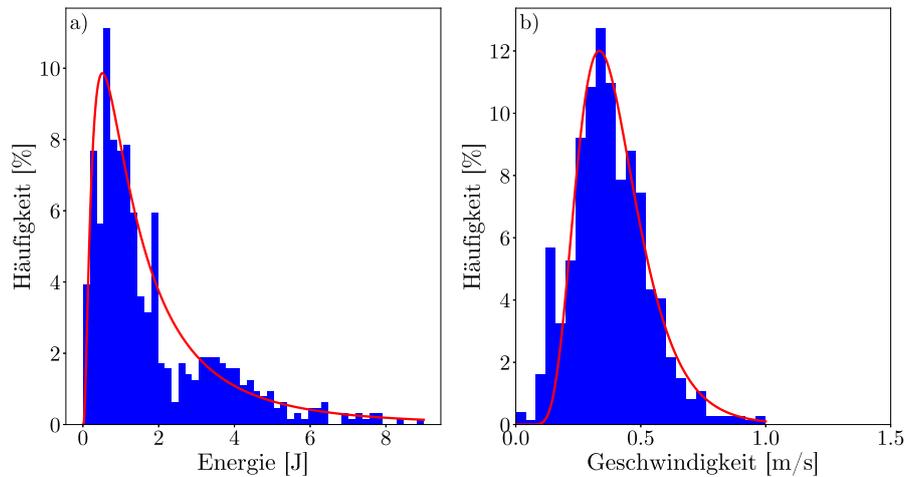


Abbildung 4.6.3: Verteilung der a) Schließenergien und b) Schließgeschwindigkeiten mit den eingezeichneten angenäherten logarithmischen Normalverteilungen.

Es wird nun eine Zusammenstellung von 300 zufälligen Belastungsfällen für die Optimierung genutzt, indem jeder Belastungsfall simuliert wird und die sich ergebende Schließzeit gespeichert wird. Die Optimierung minimiert nun die Summe der quadratischen Abweichungen der simulierten Schließzeiten von der gewünschten Schließzeit $1s$, welche sich aus der Befragung in Abschnitt 3.3 als am meisten gewünschte Schließzeit ergibt. Die Ergebnisse der Optimierung sind in Abbildung 4.6.4 zu sehen. Obwohl sich die Initialenergien und -geschwindigkeiten stark unterscheiden, liegen alle Kurven sehr eng beieinander. Lediglich einige Ausreißer mit höherem Gewicht zeigen signifikant kürzere Schließzeiten. Abbildung 4.6.5 a) zeigt die sich ergebenden Schließzeiten nochmals als Histogramm. 97% der Schließzeiten befinden sich zwischen $0.75s$ und $1.25s$. Grundsätzlich wäre das Ziel mit der Parameterkombination aus Tabelle 4.3 hiermit bereits erreicht. Dass die Schließzeit alleine jedoch nicht das einzige Optimierungsziel sein kann, erkennt man in Abbildung 4.6.5 b), welche die auftretenden korrigierten maximalen Beschleunigungen als Histogramm darstellt. Die Berechnung der korrigierten maximalen Beschleunigungen ist in Abschnitt D.6 erläutert. Zu erkennen sind korrigierte theoretische Beschleunigungen von über $20 \frac{m}{s^2}$, was zu Beschädigungen des Inhalts des Schubkastens führen kann, da der Schubkasten selbst stark abgebremst wird, während sich der Inhalt über den Schubkastenboden rutschend gegen die Schubkastenrückwand bewegt. Die Optimierung hat die auftretenden Kräfte stark erhöht um alle Schubkästen, die nur ein wenig mehr kinetische Energie haben als der Idealkurve entsprechend, möglichst schnell abzubremsen und auf die Idealkurve zu lenken, was zu Beschädigungen des Schubkasteninhalts führen kann.

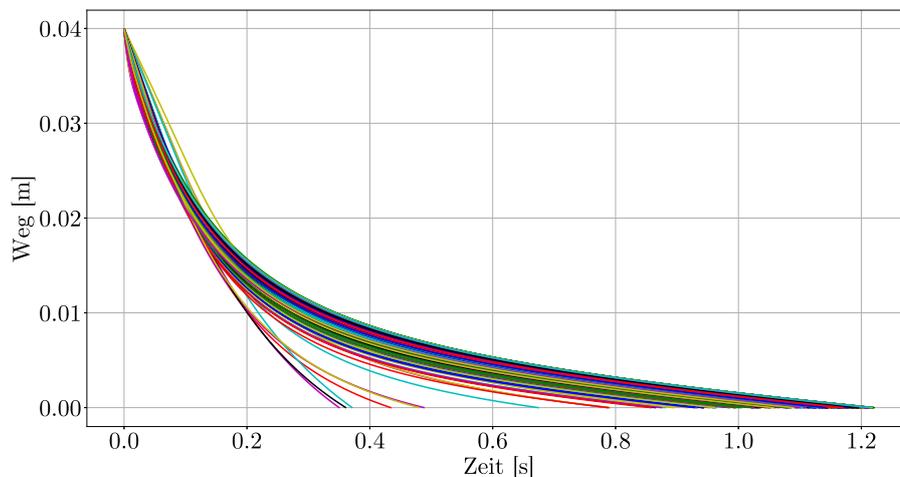


Abbildung 4.6.4: 300 beispielhafte Weg-Zeit Diagramme für zufällig gewählte Initialenergien und -geschwindigkeiten. Obwohl die Initialparameter sich unterscheiden, ist der Verlauf aller Kurven sehr ähnlich. Die Bremse reduziert die Geschwindigkeit innerhalb der ersten Millimeter auf die Idealgeschwindigkeit, wodurch die restlichen Verläufe der Bremsungen einander gleichen.

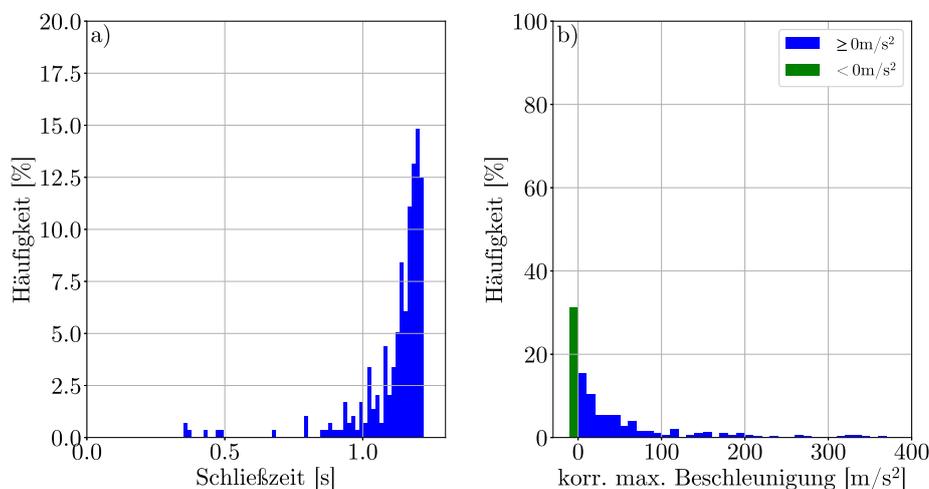


Abbildung 4.6.5: Histogramm der a) Schließzeit und b) korrigierten max. Beschleunigung für 300 beispielhafte Bremsungen optimiert auf die Schließzeit von 1s. Die Beschleunigungen sind um $30 \frac{1}{s} \cdot v_0$ vermindert.

$c_{Bremse} [\frac{kg}{s}]$	γ	$s_{Niveau} [m]$	$v_{Gap} [\frac{m}{s}]$	s_{Max}	$c_{VS} [\frac{m}{s}]$	n	$c_{SEZ} [\frac{N}{m}]$	$L_{SEZ} [m]$	$F_{Reib} [N]$
78239	0.990	0.00010	0.282	0.04	0.01	1.38	70	0.071	1.5

Tabelle 4.3: Parameter der Bremse, die auf eine minimale Abweichung der Schließzeit von 1s optimiert wurde.

Die Optimierungsziele werden somit erweitert und die auftretenden Beschleunigungen werden mit in die Kostenfunktion inkludiert. Das Ziel möglichst kleine Beschleunigungen zu erzeugen

führt jedoch zu einem sehr schwachen Bremssystem und sorgt dafür, dass Systeme mit hoher Masse oder hoher Energie die Bremse überlasten und nicht genug gebremst werden bevor sie auf den Korpus aufschlagen. Deshalb wird eine Grenze für akzeptable Beschleunigungen definiert, die nicht zur Erhöhung der Kostenfunktion führen. Die Berechnung der korrigierten maximalen Beschleunigung ist in Abschnitt D.6 dargestellt. Wird die Grenze überschritten, so führt dies zu einer Verschlechterung des Optimierungswerts. Eine Überschreitung wird in der Optimierung mit der quadratischen Abweichung hierzu geahndet. Eine Unterschreitung hat keine Konsequenzen für die Optimierung. Um bei gleichem Bremshub von bspw. $s_{max} = 0.04m$ höhere Initialgeschwindigkeiten abzubauen müssen auch höhere Beschleunigungen wirken. Führt man die Optimierung durch und berücksichtigt beide Ziele - also die Abweichung der Schließzeit und die Minimierung der Beschleunigungen - so erkennt man, dass sich die Verbesserungen gegenseitig aufheben. Kleinere Beschleunigungen führen zu einer größeren Streuung bei der Schließzeit. Eine Einengung der Streuung der Schließzeit, lässt sich nur erreichen indem größere Beschleunigungen akzeptiert werden. Abbildung 4.6.6 a) und b) zeigen wieder die Schließzeit und korrigierten Beschleunigungen von 300 Bremsungen, wobei gut zu erkennen ist, dass die Streuung der Schließzeit höher ist als in Abbildung 4.6.5 a). Auch die maximalen Schließzeiten sinken um $0.1s$, da die Beschleunigungen nicht mehr so hoch ausfallen dürfen und die Bremsung dadurch kürzer ist. Auf der anderen Seite erhöht sich der Anteil von Beschleunigungen, die unterhalb von $0 \frac{m}{s^2}$ liegen, um 11 Prozentpunkte. Es treten jedoch immer noch Beschleunigung über $50 \frac{m}{s^2}$ auf, wenn auch weniger als vorher. Tabelle 4.4 weist die Parameter der Optimierung auf.

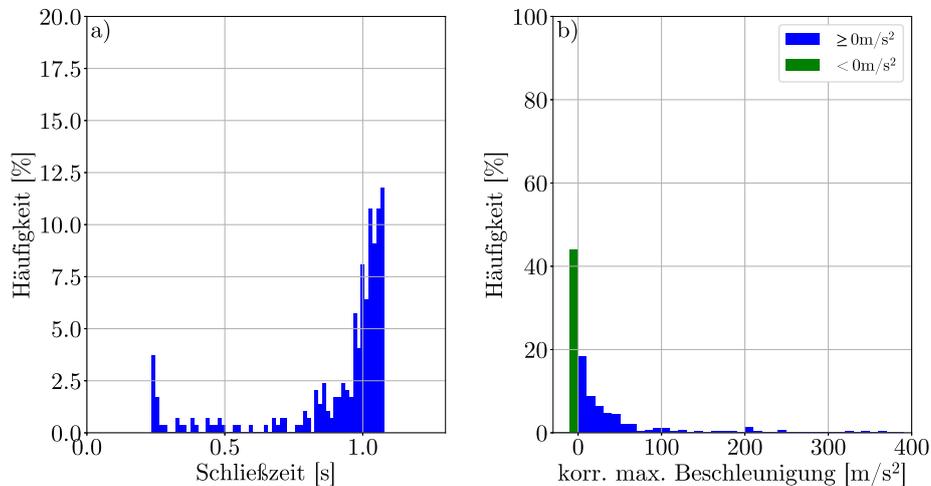


Abbildung 4.6.6: Histogramm der a) Schließzeit und b) korrigierte max. Beschleunigung für 300 beispielhafte Bremsungen optimiert auf die Schließzeit von $1s$ und niedrige Beschleunigungen. Die Beschleunigungen sind um $30 \frac{1}{s} \cdot v_0$ vermindert.

$c_{Bremse} [\frac{kg}{s}]$	γ	$s_{Niveau} [m]$	$v_{Gap} [\frac{m}{s}]$	s_{Max}	$c_{VS} [\frac{m}{s}]$	n	$c_{SEZ} [\frac{N}{m}]$	$L_{SEZ} [m]$	$F_{Reib} [N]$
32398	0.990	0.00099	0.167	0.04	0.01	1.40	70	0.071	1.5

Tabelle 4.4: Parameter der Bremse, die auf eine minimale Abweichung der Schließzeit von $1s$ und auf reduzierte Beschleunigungen optimiert wurde.

Dennoch ist das Ergebnis nicht wirklich zufriedenstellend, sodass eine Vergrößerung des Bremshubs auf $s_{max} = 65mm$ genutzt wird um die Kräfte auf eine größere Strecke aufzuteilen

und die Beschleunigungen damit möglichst zu senken. Eine weitere Optimierung führt zu den Ergebnissen aus Abbildung 4.6.7 mit den Parametern aus Tabelle 4.5. Man erkennt in a) eine starke Verbesserung der Streuung mit einem noch schärferen Peak bei $1.05s$, während sich der Anteil der Beschleunigungen unter $0 \frac{m}{s^2}$ auf 97% erhöht hat. Es treten folglich fast nur noch annehmbare Beschleunigungen auf. Natürlich handelt es sich um die korrigierten Beschleunigungen, sodass es immer noch kritische absolute Werte gibt, die aber durch die hohe Schließgeschwindigkeiten durch den Benutzer hervorgerufen werden. Dennoch kann hier gesagt werden, dass diese Bremse der idealen Bremse sehr nahe kommt. Aufbauen auf diesen Erkenntnissen wird im Folgenden das physikalische Modell optimiert.

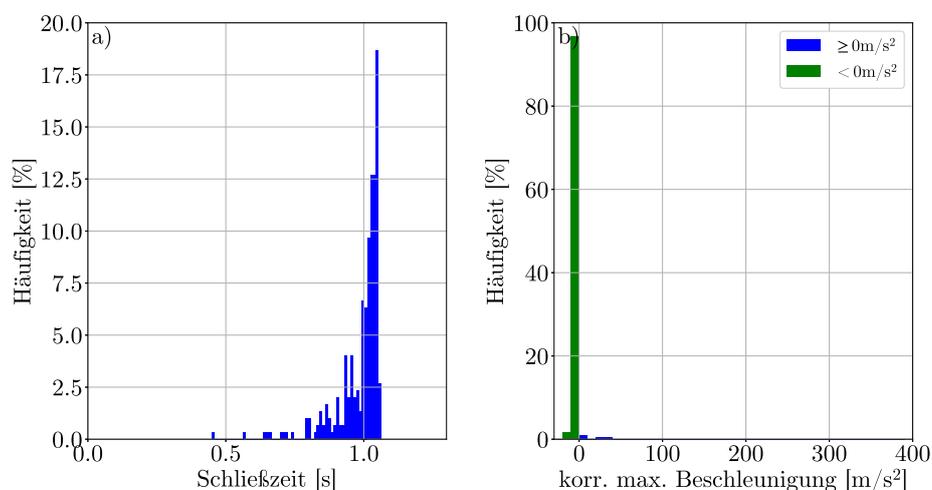


Abbildung 4.6.7: Histogramm der a) Schließzeit und b) korrigierte max. Beschleunigung für 300 beispielhafte Bremsungen optimiert auf die Schließzeit von $1s$ und niedrige Beschleunigungen bei einem Bremshub von $s_{max} = 65mm$. Die Beschleunigungen sind um $30\frac{1}{s} \cdot v_0$ vermindert.

$c_{Bremse}[\frac{kg}{s}]$	γ	$s_{Niveau}[m]$	$v_{Gap}[\frac{m}{s}]$	s_{Max}	$c_{VS}[\frac{m}{s}]$	n	$c_{SEZ}[\frac{N}{m}]$	$L_{SEZ}[m]$	$F_{Reib}[N]$
46050	0.978	0.0001	0.847	0.065	0.01	1.35	70	0.071	1.5

Tabelle 4.5: Parameter der Bremse, die auf eine minimale Abweichung der Schließzeit von $1s$ und auf reduzierte Beschleunigungen optimiert wurde, wobei der Bremshub auf $s_{Max} = 0.065m$ erhöht wurde.

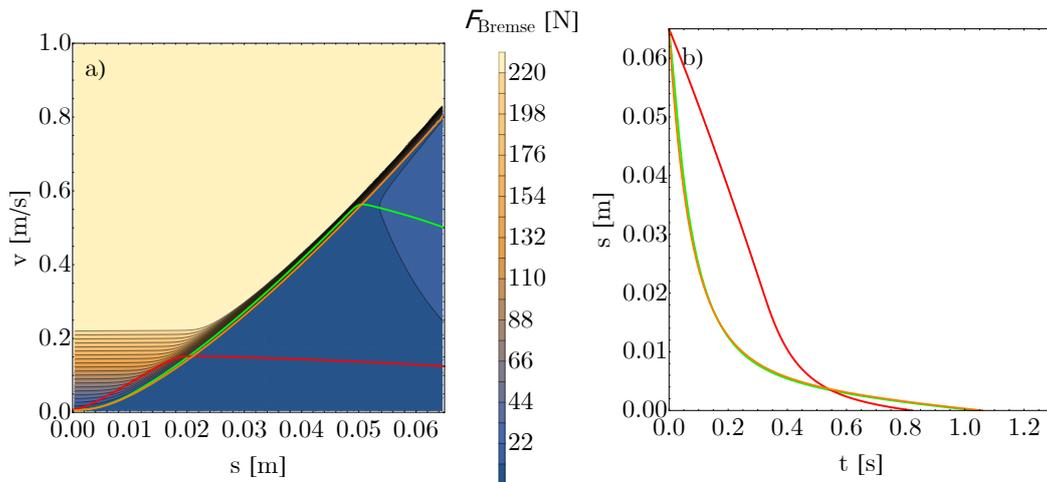


Abbildung 4.6.8: a) Bremskraft der optimierten Bremse basierend auf dem mathematischen Ersatzmodell. Gut zu erkennen ist die Grenze zwischen dem Bereich hoher Kraft (blau) und dem niedriger Kraft (gelb). Eingezeichnet ist auch der Bremsverlauf für drei Belastungsfälle: (grün) $m = 2.5 \text{ kg}$ und $v_0 = 0.5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$, (rot) $m = 40 \text{ kg}$ und $v_0 = 0.125 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ sowie (orange) $m = 0.8 \text{ kg}$ und $v_0 = 0.8 \frac{\text{m}}{\text{s}}$. Für b) gelten die gleichen Farben, wobei hier der Weg-Zeit verlauf dargestellt ist.

4.6.3 Parameteroptimierung des physikalischen Modells

Nachdem im vorherigen Abschnitt ein vereinfachtes mathematisches Modell eingesetzt wurde, das keinen physikalischen Grenzen unterlag, wird in diesem Abschnitt das Modelica Modell optimiert, das in Abschnitt 4.2 beschrieben ist. Hierzu wird zunächst versucht den Kraftverlauf $F_{\text{Gesamt}}(s, v)$ des physikalischen Modells an den Kraftverlauf des mathematischen Ersatzmodells anzunähern. Dazu die Bremse mit konstanter Geschwindigkeit vollständig geschlossen und dies anschließend für vier andere Geschwindigkeiten im Bereich $[0, 1 \frac{\text{m}}{\text{s}}]$ variiert. Das Modell des konstanten Schließens lässt sich schneller simulieren und ist mit fünf Simulationen pro Optimierungsschritt schneller als pro Optimierungsschritt 100 verschiedene Weg-Zeit-Diagramme zu ermitteln. Nachdem ein angenähertes Kraftverlaufsmodell erzeugt wurde, wird die Simulation auf den Weg-Zeit Ansatz gewechselt 100 zufällige Massen und Geschwindigkeiten nach Abbildung 4.6.3 gewählt, die zur genaueren Optimierung dienen. Dieses Verfahren erlaubt es Optimierungen innerhalb einer Nacht durchzuführen und ist damit auch praktikabel nutzbar in einem realen Optimierungsprozess.

Das Ergebnis der Optimierung ist in Abbildung 4.6.9 zu sehen, wobei die Skalierung und Darstellung aus dem vorherigen Abschnitt beibehalten wurde, um eine bessere optische Vergleichbarkeit zu erreichen. Gut in Abbildung 4.6.9 a) zu erkennen ist, dass die Streuung größer ist als im Ersatzmodell (vgl. Abbildung 4.6.7), wobei es weniger Ausreißer unter 0.8 s gibt, aber dafür mehr in den Bereich über 1.05 s . Der scharfe Peak aus dem Ersatzmodell tritt hier nicht auf, was unter anderem an dem weicherem Übergang zwischen niedrigem und hohem Kraftniveau liegt. Vergleicht man Abbildung 4.6.10 mit Abbildung 4.6.8, so fällt auf, dass es bei letzterer einen sehr scharfen Übergang zwischen niedrigem und hohem Kraftniveau gibt, was dafür sorgt, dass die Geschwindigkeit erhöht wird bis die Kraft in die Nähe des Übergangs kommt und sich ein temporäres Gleichgewicht zwischen Bremskraft und Federkraft gibt. Aufgrund der Trägheit der Masse überqueren die rote und grüne Linie die orange Linie. Die reicht aus um minimal höhere Geschwindigkeiten zu erreichen, die in Summe zu einer kürzeren Schließzeit führen. Beim physikalischen Modell ist der Übergang viel weiter gestreckt, sodass nicht so stark auf die Gleichgewichtskurve abgebremst werden. Die Trägheit der Masse führt hier zu größeren Abweichungen von der Gleichgewichtskurve, sodass auch die Streuung

in der Schließzeit nicht so scharf ausfällt. Die Optimierung hat folglich dazu geführt, dass die Gleichgewichtskurve eine Schließzeit von fast $1.3s$ hat. Die Verteilung der Energien, Massen und Geschwindigkeiten sorgt jedoch dafür, dass die resultierende Verteilung sich um $1.0s$ konzentriert.

Der Grund für diesen breiten Übergang liegt unter anderem an der Federkonstante des Elements im Ventilsplatt c_{VS} . Ist es zu weich so führt dies zu dem in Abschnitt 4.5.2 gezeigten „flattern“ - also einem Aufschwingen des Schubkastens und damit auch ruckartigen Beschleunigungen, die sich negativ auf die Beschleunigungsminimierung auswirken. Zudem kommt hinzu, dass das physikalische System auch träger ist, da es mehrere Feder-Masse-Systeme gibt, die Druckschwankungen bremsen. So kann sich die Zylinderwand dehnen und das Öl minimal komprimieren, was starke Druckspitzen abfedert. Außerdem sorgt die Zylinderdehnung und die Scherung des Öls, generell für eine viel kleinere Maximalkraft der Bremse als es im Ersatzmodell sein könnte.

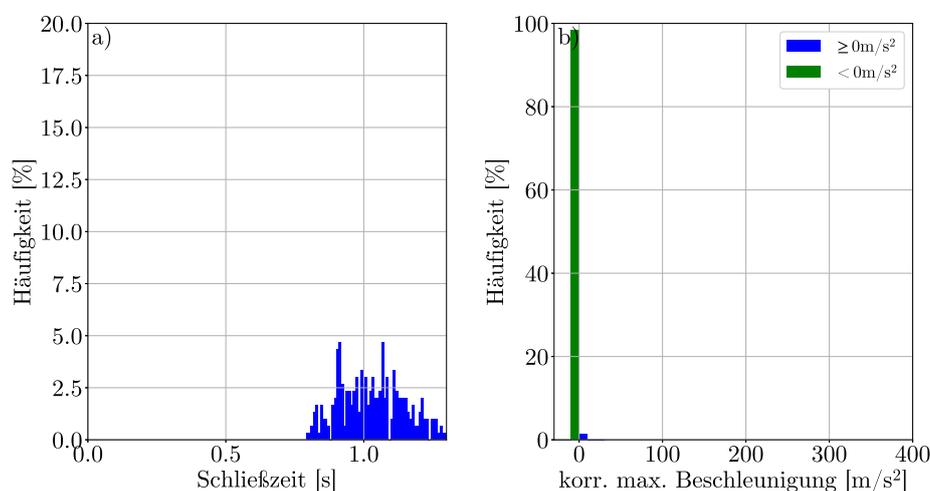


Abbildung 4.6.9: Histogramm der a) Schließzeit und b) korrigierte max. Beschleunigung für 300 beispielhafte Bremsungen optimiert auf die Schließzeit von $1s$ und niedrige Beschleunigungen bei einem Bremshub von $s_{max} = 65mm$ für das physikalische Modell. Die Beschleunigungen sind um $30\frac{1}{s} \cdot v_0$ vermindert.

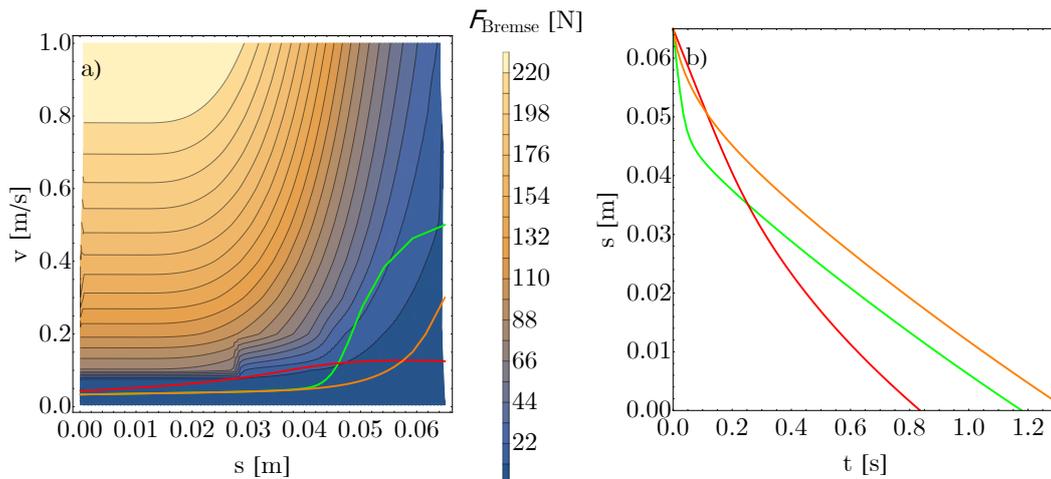


Abbildung 4.6.10: a) Bremskraft der optimierten physikalischen Bremse. Gut zu erkennen ist der stark nichtlineare Zusammenhang von Kraft zu Geschwindigkeit und Weg. Je mehr die Bremse geschlossen wird, desto höher sind die Kräfte bei gleichbleibender Geschwindigkeit. In grün eingezeichnet ist eine Beladung $m = 2.5\text{kg}$ und $v_0 = 0.5\frac{\text{m}}{\text{s}}$, in rot $m = 40\text{kg}$ und $0.125\frac{\text{m}}{\text{s}}$ und in orange $m = 0.1\text{kg}$ und $v_0 = 0.3\frac{\text{m}}{\text{s}}$. Die orange Kurve beschreibt den Verlauf eines sehr leichten Schubkastens, der aufgrund der minimalen Masse nahezu keine Trägheit aufweist. Sein Verlauf entspricht damit der Gleichgewichtskurve, der sich jede Bremsung anschmiegt, sobald die überschüssige kinetische Energie umgewandelt ist. In b) ist der Weg-Zeit Verlauf für die in a) gezeigten Bremsverläufe dargestellt. Die Gleichgewichtskurve liegt bei einer Schließzeit von 1.3s , während die anderen beiden Beladungen darunter liegen.

4.7 Temperaturunabhängige Bremsungen

Der Einsatz von Bremsen in Möbeln findet in der Regel bei Raumtemperatur statt, wobei diese natürlich schwanken kann je nach Standort. Da Bremsen allerdings auch in Kühlschränken sowie in Geschirrspülern eingesetzt werden, können Temperaturen bei der Bedienung zwischen -30°C und 50°C auftreten. Man könnte die Bremse nun genau auf ein bestimmtes Temperaturniveau auslegen, sodass sie in diesem Bereich optimal funktioniert. Allerdings werden die Geräte normalerweise in einem Showroom verkauft, in welchem oft nicht jedes Gerät bestromt ist. Folglich muss die Bremse beim Verkauf bei Raumtemperatur genauso gut funktionieren wie im alltäglichen Einsatz bei Kälte oder Wärme. Abbildung 4.7.1 zeigt beispielhaft den Einfluss der Temperatur auf die Schließzeit. Während eine Serienbremse bei Raumtemperatur bei einer Schließzeit von ca. 1.15s liegt, führt eine Minderung der Temperatur auf 0°C zu einer Erhöhung der Schließzeit auf 1.75s . Dies liegt hauptsächlich an der höheren Viskosität des Öls bei niedrigen Temperaturen und führt dazu, dass die Schließzeit zu groß wird und vom Bediener nicht mehr als wertig akzeptiert wird. Erhöht man die Temperatur auf 40°C so sinkt die Schließzeit auf 0.8s , was die Leistungsfähigkeit mindert.

Um eine temperaturunabhängige Bremse zu entwickeln können verschiedene Schritte gegangen werden. Beispielsweise kann Öl mit einer geringeren Abhängigkeit von der Temperatur gewählt werden, was meist teurer und manchmal nicht ausreichend ist. Ein anderer Ansatz ist das Federelement im Ventilspalt zu nutzen um diesen temperaturabhängig zu vergrößern oder zu verkleinern, sodass der Strömungswiderstand verringert oder erhöht wird. Dazu wird das Federelement beispielsweise aus einem Bimetall hergestellt, sodass $s_{V,S,0}$ in Abhängigkeit der Temperatur vergrößert bzw. verkleinert wird. In Abbildung 4.7.1 ist dargestellt, welchen signifikanten Effekt der Einsatz des Bimetalls hat. Während die Serienbremse eine Streuung der Schließzeit aufgrund der Temperatur zwischen 0.8s und 1.75s aufweist, zeigt die Bremse

mit Bimetall Einsatz eine signifikant geringere Streuung von $\pm 0.05s$. Das Bimetall sorgt für eine Vergrößerung bzw. Verkleinerung von $s_{VS,0} = 89\mu m$ um $0.6\frac{\mu m}{K}$, was ausreichend ist um eine verbesserte Streuung zu erhalten.

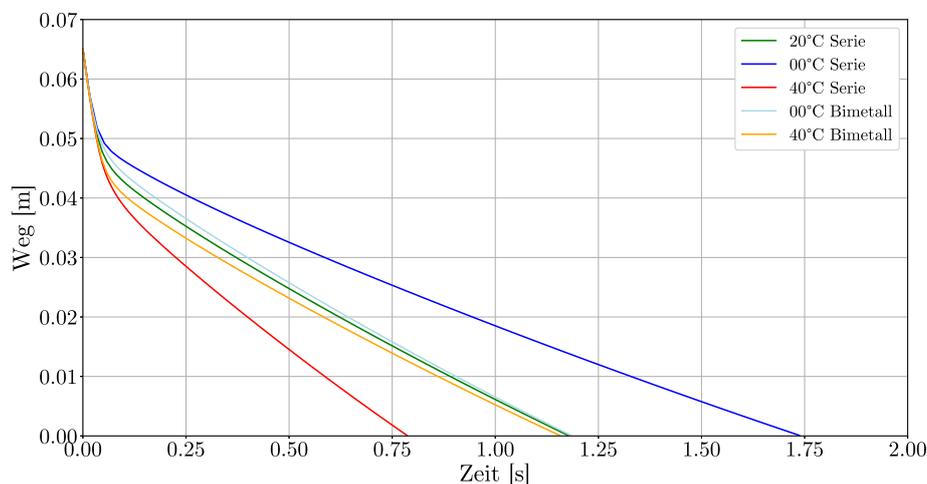


Abbildung 4.7.1: Weg-Zeit Diagramme von verschiedenen Bremsungen mit $m = 2.5kg$ und $v_0 = 0.5\frac{m}{s}$ bei unterschiedlichen Temperaturen von $0^\circ C$, $20^\circ C$ und $40^\circ C$. Die Schließzeitkurve bei $20^\circ C$ endet bei ca. $1.15s$. Ein Seriendämpfer mit $0^\circ C$ liegt bei $1.75s$ und mit $40^\circ C$ bei $0.8s$. Nutzt man jedoch ein Bimetall als Federelement, so verringert sich die Streuung auf $\pm 0.05s$ ausgehend von $20^\circ C$.

Ein Beispiel für den Einsatz und Effekt von Bimetallen ist in Abbildung 4.7.2 gezeigt. Hier wurde eine Serienbremse mit $s_{Max} = 40mm$ gewählt und eine baugleiche Bremse mit einem Bimetall Federelement dazu ausgelegt. Beide Bremsen wurden bei Raumtemperatur, bei $50^\circ C$ und bei $-40^\circ C$ in einem Schubkasten vermessen. Die Schließzeiten bei Raumtemperatur liegen sehr dicht beieinander, was zeigt, dass der Einsatz von Bimetall - bei richtiger Auslegung - nicht die Leistung bei Raumtemperatur beeinflusst. Werden die Weg-Zeit Messungen jedoch bei $50^\circ C$ durchgeführt, so sieht man direkt, dass die Serienbremse eine um $0.5s$ verminderte Schließzeit aufweist. Bei $-40^\circ C$ steigt die Schließzeit sogar auf über $3s$. Für die Bremse mit Bimetall Federelement ändert sich die Schließzeit nur marginal um $0.2s$ bei Kälte. Bei warmen Bedingungen liegt die Schließzeit nahezu bei dem selben Wert wie bei Raumtemperatur. Es zeigt sich hier jedoch auch eine kleine Einschränkung: Im Anfangsbereich ist die kinetische Energie noch nicht abgebaut, sodass die Geschwindigkeit hoch ist. Hier ist der VS nahezu geschlossen, sodass das Bimetall keinen Effekt zeigt. Bei Kälte sorgt das zähflüssigere Öl für einen schnelleren Abbau der kinetischen Energie der Beladung, sodass der Schubkasten früher in das Schleichen übergeht. Bei Wärme tritt der gegenteilige Effekt auf. Mit anderen Worten: Die maximale Leistung der Bremse kann durch den Einsatz des Bimetalls im Ventilsplatt nicht verändert werden, jedoch können für die gemäßigten Belastungen ähnliche Schließverläufe erzeugt werden, sodass die Vorführung der Bremse im Möbelstudio ein ähnliches Verhalten aufweist, wie beim Endkunden zu Hause.

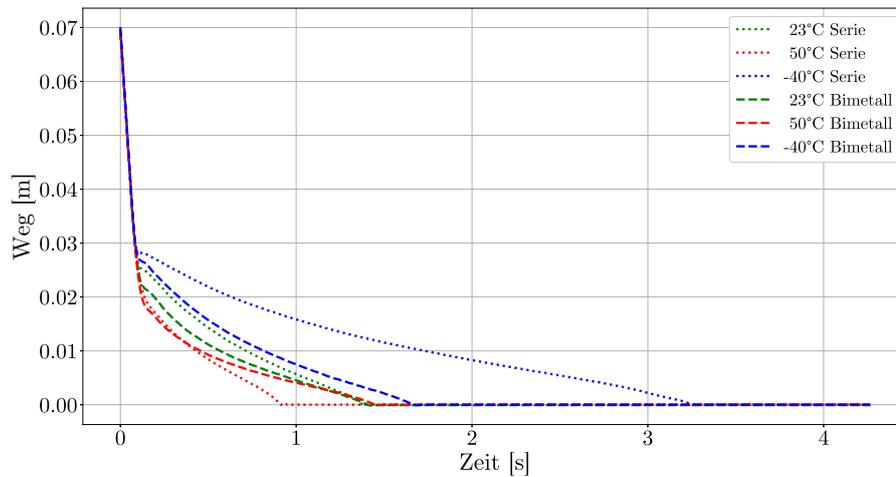


Abbildung 4.7.2: Weg-Zeit Diagramm mehrerer Messungen von Bremsungen bei $T = 23^\circ\text{C}$, 50°C & -40°C für $m = 2,5\text{kg}$ und $v_0 = 0,5\frac{\text{m}}{\text{s}}$. Gut zu erkennen ist der große Unterschied der Schließzeiten bei unterschiedlichen Temperaturen für die Serienbremse. Der Prototyp mit dem Bimetall Einsatz im Ventilsplatt zeigt einen nahezu temperaturunabhängigen Verlauf der Bremsung.

5 Anwendungsbeispiele

Beispiele für reale Produktentwicklungen, die die Simulationstechniken dieser Arbeit genutzt haben, sind in Abbildung 5.0.1 gezeigt. Ausgehend von dem oberen Modell mit 40mm Bremsweg, 10mm Außendurchmesser und einer Beladung bis zu 40kg pro Set, wurden die Bremsen leistungsfähiger und kompakter. So kann die zweite Bremse bei gleichem Bremsweg bis zu 80kg pro Set abbremsen, wobei ihr Außendurchmesser auf 7mm verkleinert wurde. Die dritte Bremse ist parallel dazu entstanden und wird in Drehtüren eingesetzt. Hier beträgt der Außendurchmesser 10mm , jedoch wurde der Bremsweg auf 14mm reduziert. Drehtüren bis zu 20kg können mit nur einer einzigen Bremse dieses Typs gebremst werden. Für diese Bremse wurde insbesondere die Produktüberarbeitung mithilfe der Simulation durchgeführt, sodass die Streuung signifikant verbessert werden konnte. Die vierte Bremse hat einen nochmals kürzeren Bremsweg von 8mm , wird jedoch stets als Pärchen in Scharnieren für Drehtüren eingesetzt. Hier reicht, aufgrund der reduzierten Reibung im Gesamtsystem aus Bremse und Scharnier, eine kleinere Initialgeschwindigkeit der Tür für ein sicheres Schließen aus. Der letzte Bremsentyp wurde noch weiter miniaturisiert und benötigt lediglich 3mm Bremsweg, jedoch für ein reduziertes Gewichtsspektrum. Alle diese Bremsen zeigen die Fähigkeit dieser Simulation, Dimensionierungen von Bremsen stark zu erleichtern und die Entwicklung zielgerichteter und schneller zu machen.



Abbildung 5.0.1: Foto mehrerer Bremsen, die mithilfe der Simulation entwickelt bzw. verbessert wurden.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Wie sieht die ideale Bremse für Möbel aus? Dieser Frage ist diese Arbeit nachgegangen und konnte sie beantworten, indem zunächst mehrere grundlegende Fragen beantwortet wurden. So stellt sich zunächst die Frage, was denn eine ideale Bremse ist und für wen diese Bremse ideal ist. In Kapitel 3 wurde deshalb aus Benutzersicht diese Frage gestellt und beantwortet. Für einen Benutzer eines Möbels ist die gewählte Technologie nur von geringer Bedeutung, da dieser das Möbel und damit die Bremse nur benutzt. Für einen Benutzer führt die Bremse zu einer Veränderung der Wahrnehmung des Möbels, insbesondere Schließverhaltens. So trifft beispielsweise ein Schubkasten ohne Bremse mit voller kinetischer Energie, die er durch den Benutzer erhalten hat, auf den Möbelkorpus, sodass der Schubkasten schlagartig abgebremst wird und es zu unangenehmen Geräuschen kommt. Die Bremse verändert das Schließverhalten des Schubkastens und bremst diesen über eine größere Strecke ab, sodass eine Geräuscentwicklung minimiert wird. In einer Umfrage in Abschnitt 3.3 durften über 50 Benutzer das Schließverhalten einer Bremse innerhalb einer virtuellen Umgebung an ihre Wünsche anpassen und hierbei Bremswege und Stärke der Bremse verändern, was folglich auch die Schließzeiten beeinflusste. Das Ergebnis der Befragung war hierbei nicht eindeutig was Stärke, Bremsverlauf und Bremsweg anging, aber es kristallisierten sich Schließzeiten um 1s heraus, sodass dies für die weitere Auslegung als Ziel angenommen wurde. Des Weiteren wurde in dieser Studie untersucht, mit welchen Beladungen, Schließgeschwindigkeiten und damit kinetischen Energien Benutzer im Alltag ihre Schubkästen schließen. Hierzu wurde in Abschnitt 3.3 eine batteriebetriebene Messeinheit aufgebaut, die einfach zu montieren ist und die Anzahl der Schließvorgänge sowie Schließgeschwindigkeiten erfasste. Aus diesen Daten konnten Aussagen über die generelle Verteilung von Beladungen und Schließgeschwindigkeiten erstellt werden, was wieder in die Entwicklung der idealen Bremse einfließt.

Während Kapitel 3 die ideale Bremse aus Benutzersicht betrachtet und damit die Marktanforderungen beschreibt, befasst sich Kapitel 4 mit der technischen Seite zur Realisierung der impliziten und expliziten Marktanforderungen. Zunächst wurden unterschiedliche Technologien hinsichtlich verschiedener Kriterien, wie die Eignung zu Massenfertigung, die Adaption an unterschiedliche Beladungen sowie Geräuscentwicklung bewertet. Das Ergebnis war, dass elektrische Bremsen besser geeignet wären unterschiedlichste Beladungszustände abzubremsen, aber über alle anderen Kriterien hinweg die Fluidbremse am besten geeignet ist, um die ideale Bremse für Möbel zu entwickeln. Abschnitt 4.2 geht auf den Aufbau aktueller am Markt befindlicher Bremsen ein und liefert auch eine mathematische Beschreibung der auftretenden physikalischen Effekte, die zum Verhalten der Bremse beitragen. Aufbauend auf diesen mathematischen Formulierungen konnte ein Simulationswerkzeug zur Auslegung der Bremsen entwickelt werden, das es erlaubt die Bremse genau zu dimensionieren und auch mögliche Fehlerfälle zu verstehen und Maßnahmen abzuleiten, um diese zu verhindern. Abschnitt 4.6 geht auf die Optimierung der Bremse für die in Abschnitt 3.3 gemessenen Lastfälle ein. Hierbei wurde zunächst ein grobes mathematisches Ersatzmodell definiert, das für eine grundlegende Optimierung ausreicht, und anschließend das originale Modell optimiert. Hierbei konnte gezeigt werden, dass eine Bremse mit 65mm Bremsweg zu einer sehr guten Verteilung der Schließzeiten um die von den Benutzern geforderte 1s führt und gleichzeitig die auftretenden Beschleunigungen so weit minimiert, dass es in 98% der Schließfälle zu keinen unerwünschten Beschleunigungen und damit Geräuschen kommt. Nach dieser Optimierung wurde auch noch gezeigt, dass der Einsatz von Bimetall in Bremsen zu einem temperaturabhängigen Verhalten der Bremsen führen kann, was die Wertigkeit der Bremsen auch in unterschiedlichen Umgebungsbedingungen erhöht. Im letzten Kapitel wurden einigen am Markt erhältliche Bremsen vorgestellt, die im Laufe ihrer Entwicklung auf die Simulationstechniken

dieser Arbeit zurückgegriffen haben und erfolgreich am Markt positioniert sind.

Abschließend lässt sich sagen, dass eine Bremse für Möbel, die die Marktanforderungen erfüllt, gefunden werden konnte und diese Arbeit als Beispiel für den Entwicklungsprozess von Bremsen in anderen Anwendungsbereichen, wie Drehtüren, Schiebetüren und Klappenbeschlägen genutzt werden kann.

Offene Fragen und damit Gegenstand weiterer Forschung sind: Die in Abschnitt 3.3 ermittelten Schließgeschwindigkeiten und -energien wurden mit aktuell am Markt befindlichen Bremsen ermittelt. Verändern sich diese Randparameter, wenn die in dieser Arbeit eingesetzte Bremse verwendet wird? Dies könnte passieren, da die Bremse mehr Bremsweg besitzt und die Benutzer eventuell mehr Gewicht in den Schubkasten legen oder auch diesen schneller Schließen, da das System nicht so leicht durchschlägt. Dagegen spricht, dass die Kraft und Leistung, die ein Mensch für die Benutzung von Schubkästen im Alltag aufbringt, nicht ohne Grenze steigen wird, nur weil das System mehr Leistung abbauen kann. Die meisten Benutzer werden unterbewusst für sie angenehme Schließgeschwindigkeiten wählen und das System nicht mit Absicht überlasten, da sie in der Regel sowohl für das Möbel als auch den Inhalt bezahlt haben.

Eine weitere Frage ist: Kann das System, das hier in einer virtuellen Umgebung aufgebaut wurde, einfach und mobil mit realen Komponenten aufgebaut werden? Denkbar wären hier Prototypen mit elektrischen Bremsen, die per Software unterschiedliche Bremsprofile erzeugen. Damit hätten die Benutzer auch eine haptische Rückmeldung über das Systemverhalten. Auf der anderen Seite kann das virtuelle System leichter transportiert und auch multipliziert werden, um während der Termine bei Benutzern und Kunden ein System auf ihre Bedürfnisse abzustimmen.

Anhang

A Programmierskripte der VR Befragung

Dieser Abschnitt beschreibt die wichtigsten Programmierskripte, die in der Befragung zum idealen Geschwindigkeitsprofil genutzt wurden. Die Skripte sind für das Programm Unity3D [27] und wurden in der Programmiersprache C# geschrieben. Sie ermöglichen die Animation und Interaktion des Benutzers mit den VR Objekten und bilden somit die Basis der Befragung in Abschnitt 3.2.

A.1 Eingabe durch Ansehen („Gaze-Input“)

Unity3D unterstützt die Funktion „CameraRay“. Diese Funktion ermöglicht es dem Programm Objekte zu identifizieren, die der Benutzer ansieht. Vom Benutzer gesteuerte Personenklassen besitzen ein Kameraobjekt, für welches die Grafikengine das Bild berechnet. Translationen der Personenklasse führen auch zu Translationen der Kamera. Diese kann durch reale Kopfbewegungen des Nutzers in Kombination mit dem „head tracking“ Rotationen und eigene, vom virtuellen Körper unabhängige Translationen durchführen. Über das Skript „CameraRay.cs“, dass der Kamera zugewiesen wird, werden Objekte identifiziert, die der Benutzer ansieht. Der Befehl

$$hits = Physics.RaycastAll(transform.position, transform.forward, 10f); \quad (A.1)$$

sorgt für einen sogenannten Raycast. Dies ist ein virtueller und im Bild nicht angezeigter Strahl, der von der aktuellen Position der Kamera („transform.position“) in Blickrichtung („transform.forward“) ausgesendet wird und die Namen aller Objekte, die mit diesem Strahl kollidieren, einer Liste hinzufügt. Der Strahl ist in diesem Fall 10m („10f“) lang. Die Liste von getroffenen Objekten wird in der Variable „hits“ gespeichert. Wird ein Objekt getroffen und gleichzeitig über den Befehl „Input.GetButtonDown“ festgestellt, dass der Benutzer einen für dieses Objekt passenden Knopf am Controller drückt, so führt das Programm die verknüpfte Aktion aus. Der Schubkasten wird beispielsweise über den Knopf „A“ geöffnet bzw. geschlossen, während über die Schultertasten die Schließgeschwindigkeit des Schubkastens verändert wird. Dieses „Gaze-Input“ Verfahren ermöglicht sehr intuitive Eingabemöglichkeiten insbesondere in Kombination mit einem HMD, das die Kopfbewegung des Nutzers sofort in die VR überträgt. Alternativ kann die Blickrichtung mit der Maus oder einem Analog-Stick des Controllers erfolgen. Diese Verfahren sind für ungeübte Benutzer jedoch langsam und unpräzise aber auch für geübte Nutzer nicht natürlich und damit der Immersion schadend. Des Weiteren reduziert diese Eingabemethode die benötigte Anzahl an Eingabeknöpfen, da dieselben Knöpfe für unterschiedliche Aktionen bei unterschiedlichen Objekten zur Verfügung stehen.

A.2 Animation des Schubkastens

Zur Visualisierung der gewählten Schließgeschwindigkeiten sowie der Geschwindigkeitsprofile wird ein Schubkasten geöffnet, geschlossen und beim Schließen abgebremst. Die Animation des Schubkastens wird als Zustandsautomat gestaltet (vgl. Abbildung A.2.1), dessen Zustände über die Bezeichnungen „Warten 1“, „Öffnen“, „Warten 2“, „Schließen“ und „Bremsen“ tragen. Der Zustand „Warten 1“ ist der Startzustand. Befindet sich der Schubkasten in diesem Zustand so wird die Position des Schubkastens nicht verändert. Es wird auf eine Eingabe durch den Benutzer, die zur Zustandsänderung führt, gewartet. Erfolgt diese Eingabe so wird in den Zustand „Öffnen“ gewechselt. Hier wird der Schubkasten mit $0.5m/s$ geöffnet

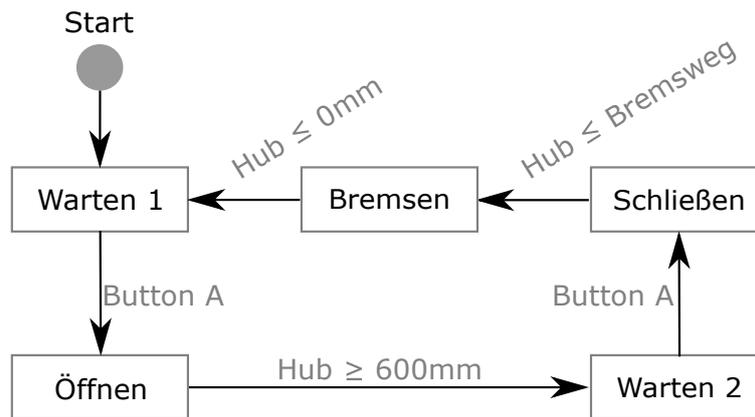


Abbildung A.2.1: Zustandsautomat der Animation des Schubkastens.

bis eine Eingabe erfolgt oder die Position größer gleich dem Hub ist. Der Hub wurde auf 600mm festgelegt und beschreibt den maximalen Öffnungsweg des Schubkastens. Aus dem Zustand „Öffnen“ wird in den Zustand „Warten 2“ gewechselt, in welchem die Position des Schubkastens nicht verändert wird. Durch eine Eingabe wird der Schubkasten geschlossen. Dies erfolgt im Zustand „Schließen“. Die Schließgeschwindigkeit kann der Benutzer über die Schultertasten festlegen. Der Schubkasten wird solange mit der Schließgeschwindigkeit bewegt bis entweder eine Eingabe durch den Benutzer erfolgt, was zu einem Wechsel in den Zustand „Warten 1“ führt, oder der Positionswert unter durch den Benutzer festgelegten Bremsweg fällt. In diesem Fall wird in den Zustand „Bremsen“ gewechselt und die Geschwindigkeit anhand des vom Benutzer eingestellten Geschwindigkeitsprofils gesetzt. Liegt die Position unter 0mm so wird die Bewegung gestoppt und in den Zustand „Warten 1“ gewechselt. Da „Warten 1“ die Startposition beschreibt, kann die Animation wieder von vorne beginnen. Aufgrund von numerischen Fehlern und insbesondere Schwankungen in der Bildrate kann es vorkommen, dass die Position beim Öffnen über den angegebenen Hub und beim Bremsen unterhalb 0mm kommen kann. Um diese Fälle abzufangen sind die Abfragen als Ungleichungen formuliert.

A.3 Geschwindigkeitsprofil verändern

Um das Geschwindigkeitsprofil der Bremsung des Schubkastens zu verändern kann der Benutzer mittels „Gaze-Input“ das Geschwindigkeits-Orts Diagramm bedienen. Dieses über die Schultertasten bzw. „Start“ und „Select“-Tasten kann die Steigung bzw. der Bremsweg variiert werden. Hierfür hat das Skript-Objekt „Diagramm_Ploten“, also das Skript, das das Diagramm für die Anzeige der Geschwindigkeitsprofile verwaltet, Variablen für die drei Koeffizienten der verschiedenen Geschwindigkeitsprofile „Linear“, „Parabel“ und „Wurzel“. Der Schubkasten, der über das Skript-Objekt „Schubkasten_ideal“ verwaltet wird, wird als verknüpftes Objekt des Skripts „Diagramm_Ploten“ eingebettet. Dadurch können Daten zwischen den Objekten ausgetauscht werden.

Wird beispielsweise die Steigung, die im Programm als „koeff_a“ definiert ist, der Geraden von „Diagramm_Ploten“ verändert, so wird dies über den Befehl

$$\text{Kasten1.GetComponent} < \text{Schubkasten_ideal} > ().\text{koeff_a} = \text{this.koeff}; \quad (\text{A.2})$$

realisiert. „Kasten1“ ist in diesem Fall der Zeiger auf das Skript „Schubkasten_ideal“. Per Auswahlfeld kann im Programm auf alternative Objekte gewiesen werden wie z.B. eine Schiebetür, sodass diese Befragung auch für andere Möbelobjekte durchführbar ist. Über den Befehl „GetComponent<Schubkasten_ideal>()“ wird das Skript „Schubkasten_ideal“ aufgerufen

und mit „`koeff_a = this.koeff`“ wird der geänderte Parameter „`this.koeff`“ übertragen und dem Parameter „`koeff_a`“ des Skripts „`Schubkasten_ideal`“ übergeben. Die Geschwindigkeit des Schubkastens wurde stets über 0.01m/s gehalten um ein Schließen des Systems zu gewährleisten. Geschwindigkeiten unter 0.01m/s erzeugten aufgrund numerischer Fehler in Stillstehen des Schubkastens obwohl die gesetzte Geschwindigkeit eine minimale Bewegung erzeugen müsste.

Nach dem Verändern und übergeben der Variablen wird die Textur des Diagramms verändert. Die Textur beschreibt die visuelle Darstellung der Oberfläche des Diagramm-Objekts. In diesem Fall ist die Textur ein Bild, das den Graphen mit den Beschriftungen „Ort [m]“ und „Geschwindigkeit [m/s]“ darstellt. Da die Textur ein Bild ist, das aus einzelnen Pixeln (engl. für Bildpunkte) aufgebaut ist, kann die Textur im Programmablauf verändert werden. Um eine rote Gerade in den Graphen einzuzichnen werden die Bildpunkte berechnet, die diese Gerade beschreiben, und anschließend rot eingefärbt. Hierbei muss darauf geachtet werden, dass die Pixel von Unity3D in ein 1D Array konvertiert werden. Ein koordinatenweises Ansprechen der Pixel ist damit nicht möglich. Um diesen Aspekt zu umgehen werden die Koordinaten (X, Y) des Punktes in den Index eines Pixels umgerechnet indem die Gleichung

$$P = X + Y * b + U \quad (\text{A.3})$$

angewendet wird. Hier beschreibt P den Index des Pixels, dessen Farbe verändert werden soll, b die Anzahl der Pixel, die die Textur in einer Zeile hat und U den Index des Pixels, das den Ursprung des Koordinatensystems bildet. Über eine Variable Wahl wird der Profiltyp des Geschwindigkeitsprofils festgelegt und wie oben mit dem Skript „`Schubkasten_ideal`“ verknüpft.

B Berechnung der Schließzeit

Abschnitt 3.3 zeigt mehrere Histogramme, die die Schließzeit des Schubkastens aufzeigen bei unterschiedlichen Geschwindigkeitsprofilen. Die Geschwindigkeitsprofile sind stets definiert als

$$\text{Typ „Linear“: } v = \begin{cases} -a \cdot s & s \leq L \\ v_0 & s > L \end{cases} \quad (\text{B.1})$$

$$\text{Typ „Parabel“: } v = \begin{cases} -b \cdot s^2 & s \leq L \\ v_0 & s > L \end{cases} \quad (\text{B.2})$$

$$\text{Typ „Wurzel“: } v = \begin{cases} -c \cdot \sqrt{s} & s \leq L \\ v_0 & s > L \end{cases} \quad (\text{B.3})$$

wobei v die Geschwindigkeit des Schubkastens an der Position s beschreibt. a, b, c sind die Parameter zur Verstellung der Steigungen. v_0 ist die vom Benutzer gewählte Schließgeschwindigkeit und L bezeichnet die Länge des gewählten Bremswegs. Um aus diesen Gleichungen die Schließzeit zu berechnen, müssen die Variablen v und s zeitabhängig ausgedrückt werden. Aus der Beziehung $v = \dot{s}$ folgt für den Typ „Linear“ die Gleichung

$$\dot{s} = -a \cdot s \quad (\text{B.4})$$

mit der Lösung $s(t) = C \cdot \exp(-a \cdot t)$ bzw. $v(t) = -a \cdot C \cdot \exp(-a \cdot t)$. Mit den Randbedingungen $s(0) = L$ und $v(0) = v_{max}$ folgt

$$s(t) = L \cdot \exp\left(\frac{v_{max}}{L} t\right) \quad (\text{B.5})$$

$$v(t) = v_{max} \cdot \exp\left(\frac{v_{max}}{L} t\right) . \quad (\text{B.6})$$

Aufgrund des exponentiellen Abfalls der Geschwindigkeit würde das System erst für $t \rightarrow \infty$ bei $s = 0$ ankommen. Deshalb wurde der Absolutwert der Geschwindigkeit nach unten auf $0.01 \frac{mm}{s}$ beschränkt.

Analog zum Typ „Linear“ gelten für den Typ „Parabel“ die Gleichung $\dot{s} = -b \cdot s^2$ und damit die Lösungen

$$s(t) = 1/(C + b \cdot t) \quad (\text{B.7})$$

und

$$v(t) = -b/(C + b \cdot t)^2 . \quad (\text{B.8})$$

Die Randbedingungen $s(0) = L$ und $v(0) = v_{max}$ führen zu den Gleichungen

$$s(t) = \frac{L}{\left(1 - \frac{v_{max}}{L} \cdot t\right)} \quad (\text{B.9})$$

$$v(t) = \frac{v_{max}}{\left(1 - \frac{v_{max}}{L} t\right)^2} . \quad (\text{B.10})$$

Der Typ „Wurzel“ wird durch $\dot{s} = -c\sqrt{s}$ beschrieben. Diese Gleichung hat die Lösung, die eine gleichmäßig beschleunigte Bewegung beschreibt:

$$s(t) = \frac{1}{4}(-c \cdot t + C_1)^2 \quad (\text{B.11})$$

und damit

$$v(t) = \frac{1}{2}c(ct - C_1) . \quad (\text{B.12})$$

Auch hier gelten die Randbedingungen $s(0) = L$ und $v(0) = v_{max}$, sodass die Gleichungen

$$s(t) = \frac{1}{4L}(2L + t \cdot v_{max})^2 \quad (\text{B.13})$$

und

$$v(t) = v_{max} + t \cdot \frac{v_{max}^2}{2L} \quad (\text{B.14})$$

die Bewegung beschreiben. Über diese Gleichungen lassen sich die Schließzeiten des Schubkastens für unterschiedliche Geschwindigkeitsprofile ermitteln und anschließend in einem Histogramm darstellen.

C Geschwindigkeitsmessung von Schubkästen

Die in Abschnitt 3.3 beschriebene Messung der Geschwindigkeiten von Schubkästen im alltäglichen Gebrauch wurde mithilfe eines Sensor- und Empfangsmoduls durchgeführt. Das Sensormodul besteht aus einem Arduino Fio [2], einer 2000mAh Li-Po Batterie, einem Beschleunigungssensor ADXL345 [1], einem Funkmodul für 2.4Ghz (RF24L01+) [14] und einem Gehäuse, das an die Rückwand eines Schubkastens geschraubt werden kann. Die Empfangseinheit besteht aus einem Arduino Mega 2560, einer Aufsatzplatine für Arduino für MicroSD-Karten, einem 7.5V Netzteil, einem Funkmodul für 2.4Ghz (RF24L01+), einer grünen Status – LED und einem Gehäuse.

C.1 Aufbau Sensormodul

Das Sensormodul ist in Abbildung C.1.1 dargestellt und lässt sich über die zwei Bohrungen an der Schubkastenrückwand befestigen. Die Batterie wurde am Gehäuse festgeklebt und mit dem Arduino Fio verbunden. Der Arduino bildet den programmierbaren Mikroprozessor des Systems und somit die Steuer- und Auswerteeinheit des Sensormoduls. Er liest den Beschleunigungssensor aus und sendet die Daten über das Funkmodul an die Empfangseinheit. Der Beschleunigungssensor kann in allen drei Raumrichtungen messen, wobei die Richtung senkrecht zur Oberfläche der Platine den größten Fehler aufweist und damit die anderen beiden Raumrichtungen bevorzugt werden sollten. Deshalb wird der Beschleunigungssensor im 90° Winkel zum Arduino und damit zur Schubkastenrückwand befestigt, sodass die Y-Richtung des Beschleunigungssensors parallel zur Bewegungsrichtung des Schubkastens liegt. Der Arduino Fio ist kleiner und energiesparsamer als die übrigen Arduino Typen, jedoch von der Konnektivität und Leistung ähnlich aufgestellt. Ein Vorteil gegenüber dem Arduino Mega oder auch Uno ist eine fehlende LED, die im laufenden Betrieb anzeigt, dass das Gerät an ist. Diese LED benötigt für diesen Anwendungsfall zu viel Energie, die die Laufzeit aufgrund der begrenzten Kapazität der Batterien verkürzen würde.

C.2 Aufbau Empfangsmodul

Das Empfangsmodul, welches in Abbildung C.2.1 dargestellt ist, basiert auf einem Arduino Mega 2560, der über eine Aufsatzplatine mit einem MicroSD-Karten Lesegerät erweitert wird. Auf der MicroSD-Karte können alle Daten abgespeichert und anschließend ausgelesen werden. Über das angeschlossene Funkmodul, kann die Empfangsstation mit bis zu 5 Sensormodulen verbunden werden und damit gleichzeitig bis zu 5 Schubkästen überwachen. Dieses Konzept erlaubt eine größere Menge an Messdaten bei gleichem Zeiteinsatz im Vergleich zur Messung von nur einem Schubkasten. Eine gleichwertige Alternative hierzu ist der Einsatz von einem MicroSD-Kartenadapter pro Sensormodul und damit eine dezentrale Speicherung der Daten. Dies erfordert jedoch eine Anpassung der Arduino Library für den im Sensormodul verbauten Arduino Fio, sodass dieser Weg zunächst nicht besritten wurde.

Die einzigen Einschränkungen für die Positionierung des Empfangsmoduls entstehen aus der Reichweite der Funkmodule. Diese sind sehr energieeffizient, erreichen dadurch jedoch nicht so hohe Reichweiten wie beispielsweise WLAN Module. In einer Küche, in der die Sensormodule hinter Stahlrückwänden von Schubkästen positioniert werden, sollten 5m Abstand zwischen Sende- und Empfangsmodul nicht überschritten werden. Ein höherer Abstand führt nicht zwangsweise zu einem Signalabbruch, jedoch sinkt die Übertragungsrate der Daten rapide, da mehr Fehler in der Übertragung entstehen und Daten deshalb mehrfach gesendet werden.

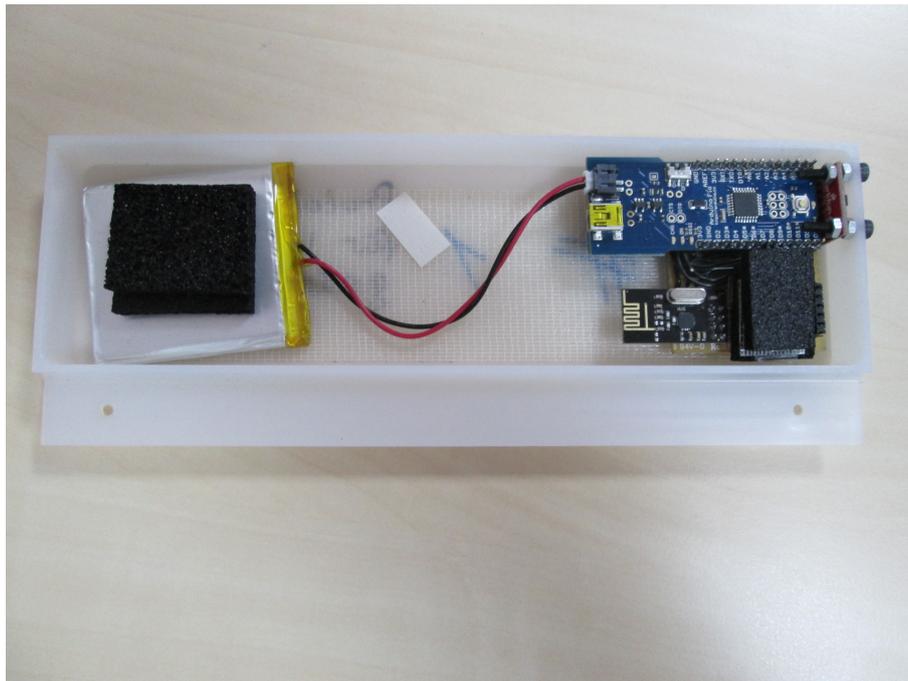


Abbildung C.1.1: Foto des Sensormoduls zur Messung von Geschwindigkeiten in Schubkästen. Links ist die Batterie zu erkennen. Oben rechts (blaue Platine) befindet sich der Arduino Fio mit dem Beschleunigungssensor (rote Platine). Unten ist das Funkmodul (schwarze Platine) zu sehen.

Dies führt dazu, dass Messdaten im Puffer des Beschleunigungssensors verweilen und im schlechtesten Fall verloren gehen, da neue Messdaten diese überschreiben. Das Empfangsmodul besitzt ein Netzteil, um mit einer Steckdose verbunden zu werden. Ein Batteriebetrieb des Empfangsmoduls ist nicht nötig und aufgrund des Dauerbetriebs des Funkmoduls und des Stromverbrauchs des Arduino Mega 2560 nicht praktikabel. Im Aktivmodus benötigt das Empfangsmodul bis zu 200mA, sodass für einen Betrieb von drei Wochen Batterien mit über 5V und ca. 100 000mAh zur Verfügung stehen müssten.

C.3 Programmierung Sensormodul

Die Programmierung des Sensormoduls besteht aus drei Teilen: Initialisierung, Inaktivität und Aktivität.

Initialisierung

In der Initialisierungsphase startet der Arduino die Kommunikation mit dem Beschleunigungssensor und dem Funkmodul. Der Beschleunigungssensor wird kalibriert, indem 1000 Messwerte pro Raumrichtung aufgenommen werden. Anschließend wird der Mittelwert gebildet und dieser Mittelwert im „Offset“-Register des Sensors gespeichert. Der Wert des „Offset“-Registers wird während der Messung automatisch vom Messwert abgezogen und anschließend erst an den Arduino weitergeleitet. Es wird auch der Schwellwert für die Detektion von Aktivität festgelegt. Der Beschleunigungssensor besitzt einen Schlafmodus mit verringerter Abtastrate, der über den Arduino aktiviert werden kann. Werden Beschleunigungswerte oberhalb des Schwellwerts festgestellt, so schaltet der Sensor in den Wachmodus und erhöht seine Abtastrate auf 400Hz. Zudem wird ein „Interrupt“ Signal an den Arduino gesendet. Dieses Signal macht ein ständiges Abfragen der Beschleunigungswerte unnötig, sodass der Arduino nur bei Aktivität



Abbildung C.2.1: Foto des Empfangsmoduls. Die Aufsatzplatine (blau) ermöglicht das Ansprechen einer MicroSD Karte. Das Funkmodul (schwarze Platine) und die grüne LED sind links auf der braunen Platine gelötet. Der Arduino Mega befindet sich unter diesem Aufbau.

Daten vom Beschleunigungssensor abfragt. Dies erlaubt dem Arduino in einen Schlafmodus mit verminderter Energieaufnahme zu wechseln. Die Initialisierungsphase wird zudem für die Konfiguration des Funkmoduls genutzt. Diesem muss der Kanal zugewiesen werden auf welchem es Daten mit der Empfangseinheit austauscht. Außerdem werden Einstellungen für die Datenpaketgröße, Geschwindigkeit und die Anzahl an Sendewiederholungen, bei nicht angekommenen oder fehlerhaften Daten, festgelegt.

Inaktivmodus

Im Inaktivmodus werden der Beschleunigungssensor, der Arduino und das Funkmodul in einen Schlafmodus gesetzt. Der Beschleunigungssensor tastet die Beschleunigung nur noch mit $8Hz$ ab. Das Funkmodul kann in diesem Modus weder empfangen noch senden. Der Arduino reduziert seine Aktivität auf die Überwachung der Interrupt-Eingänge. Im Inaktivmodus verbraucht der Beschleunigungssensor $100nA$, das Funkmodul $900nA$ und der Arduino Fio benötigt ca. $1mA$.

Aktivmodus

Wenn der Beschleunigungssensor Aktivität registriert, dann wechselt er selbst auf eine Messrate von $400Hz$ und sendet ein Interrupt Signal an den Arduino. Dieser konfiguriert das Funkmodul, sodass es in den Aktivmodus wechselt und bereit ist zu senden. Die Daten, die im Aktivmodus vom Beschleunigungssensor ermittelt werden, gelangen über das Funkmodul an die Empfangsstation. Der Arduino Fio berechnet gleichzeitig einen gleitenden Mittelwert und vergleicht diesen mit dem aktuellen Messwert. Weicht der aktuelle Messwert länger als 10s um weniger als $0.4 \frac{m}{s^2}$ vom gleitenden Mittelwert ab, so wird das System in den Inaktivmodus versetzt. Vorher jedoch wird dem Empfangsmodul das Datenwort „-1 -1 Nr des Sensors“ gesendet um ein Ende der Übertragung zu signalisieren.

Ebenso wird eine Kalibrierung des Sensors durchgeführt, da dieser aufgrund von thermischen Drifts Abweichungen im Offset zeigen kann. Diese Neukalibrierung nach jeder Messung ist auch von Wichtigkeit hinsichtlich der Montage. Das Sensormodul wird bei der Montage zunächst eingeschaltet und anschließend über die Schrauben an der Schubkastenrückwand montiert. In der Regel ist der Schubkasten dazu von der Führung genommen und kann hierbei je nach Monteur hochkant, seitlich oder in sonstiger undefinierter Position gestellt werden. Eine Kalibrierung in diesem Zustand ist aufgrund der Erdbeschleunigung und dem damit verbundenen Messoffset des Beschleunigungssensors nicht zielführend und würde bei fehlender Neukalibrierung ständige Aktivität feststellen.

C.4 Programmierung Empfangsmodul

Initialisierung

Während der Initialisierung des Empfangsmoduls werden sowohl das Funkmodul als auch das MicroSD-Karten-Modul konfiguriert. Das Funkmodul der Empfangseinheit muss ständig empfangsbereit sein um neue Daten von den Sensormodulen zu bekommen. Das Funkmodul kann auf bis zu fünf Kanälen gleichzeitig Daten empfangen und diese auf der MicroSD Karte speichern. Das MicroSD-Karten-Modul wird so konfiguriert, dass stets fünf Dateien beschreibbar sind. Dadurch können die Daten der einzelnen Sensormodule in eigene Dateien geschrieben werden und müssen anschließend nicht mehr sortiert werden.

Inaktivmodus

Da das Empfangsmodul zu jedem Zeitpunkt bereit sein muss Daten zu empfangen, darf das Modul nicht in einen Schlafmodus versetzt werden. Auch muss ständig pro Sensormodul eine Datei geöffnet bleiben, um ohne Verzögerung Daten hineinschreiben zu können.

Aktivmodus

Im Aktivmodus werden Daten von den Sensormodulen empfangen. Diese werden in eine zu dem Sensormodul gehörende Datei geschrieben. Nachdem vom Sensormodul das Datenwort zum Ende der Messung empfangen wird, schließt der Arduino Mega die Datei auf der MicroSD-Karte. Dies sorgt dafür, dass auch bei einem Abbruch, Fehler, Stromausfall oder Trennung der Spannungsversorgung des Systems nur die letzten Daten verloren gehen würden. Dateien, die geschlossen wurden, sind in der Regel auch nach Stromausfällen u.ä. lesbar. Daten von noch geöffneten Dateien könnten verloren gehen. Auch das Empfangsmodul besitzt ein Zeitfenster von 10s, dass nach der letzten registrierten Datenaufnahme eines Sensormoduls anläuft. Wird zum Beispiel aufgrund von Übertragungsfehlern oder zu kleiner Batteriespannung an den Sensormodulen kein Ende der Messung angezeigt, so wird die Datei automatisch geschlossen.

C.5 Berechnung der Geschwindigkeit aus Beschleunigungswerten

Ausgehend von den gemessenen Beschleunigungs- und zugehörigen Zeitwerten lassen sich die Geschwindigkeiten durch Integration über die Zeit berechnen. Dieser einfache Ansatz birgt jedoch einige Probleme aufgrund der Messungenauigkeit der Beschleunigungssensoren und des thermischen Drifts der Messwerte in Kombination mit der mathematischen Operation der Integration. Abbildung C.5.1 zeigt anhand von Beispieldaten, dass eine direkte Integration der Originaldaten der Beschleunigung zu einem großen Fehler in der errechneten Geschwindigkeit führt. In diesem Beispiel wurde ein Schubkasten geöffnet, Besteck herausgenommen und anschließend wieder geschlossen. In den ersten drei Sekunden wurde der Schubkasten geöffnet,

was an den Beschleunigungswerten gut zu erkennen ist. Es wurde gewartet bis sich der Schubkasten nicht mehr bewegt, um anschließend bei Sekunde sechs Besteck zu entnehmen. Hierbei werden auch Beschleunigungen parallel zur Bewegungsrichtung des Schubkastens registriert, sodass der Sensor Aktivität wahrnimmt und das 10s Zeitfenster neu startet. Danach wurde gewartet und bei Sekunde 13 der Schubkasten geschlossen. Nachdem der Schubkasten die Geschlossen-Stellung erreicht hat, registriert der Sensor keine Aktivität mehr und beendet die Messung nach Ablauf der zehn Sekunden. Dieses Beispiel zeigt drei Zeitfenster, in welchen Aktivität zu erkennen ist, wobei der Schubkasten nach Abschluss jedes einzelnen Zeitfensters ruht. Eine Geschwindigkeit von $0 \frac{m}{s}$ sollte erwartet werden. Betrachtet man jedoch die Geschwindigkeit, die aus den Originaldaten resultiert, so zeigt diese, dass die Endgeschwindigkeit des Schubkastens in der Geschlossen-Stellung bei $2.9 \frac{m}{s}$ liegen soll. Dieser Fehler entsteht unter anderem durch eine Abweichung der Kalibrierung des Beschleunigungssensors. Da die Kalibrierung nach einem Messvorgang durchgeführt wird, kann es zwischen den Messungen bei Temperaturschwankungen oder ähnlichen Störeinflüssen dazu kommen, dass ein Offset in den Daten vorhanden ist. Zieht man von den Originaldaten den Mittelwert der letzten 100 Datenpunkte ab, so ergeben sich die in grün dargestellten Kurven in Abbildung C.5.1. Der Geschwindigkeitsverlauf zeigt eine Endgeschwindigkeit von ca. $0 \frac{m}{s}$, sodass der Fehler hier minimiert werden konnte. Eine weitere Abweichung zeigen jedoch die Endgeschwindigkeiten der einzelnen Aktivitätsfenster. Hier sollte auch keine Bewegung zu messen sein. Jedoch zeigen die Daten eine kontinuierliche Änderung der Geschwindigkeit über die Zeit. Um diesen Fehler zu minimieren, werden folgende Schritte durchgeführt: Zunächst wird ein Filter auf die Daten angewendet, um Messfehler von echten Aktivitätsdaten unterscheiden zu können. Anschließend werden Messungen, deren Absolutwert über $0.3 \frac{m}{s^2}$ liegt, als Anfang eines Aktivitätsfensters bewertet. $0.3 \frac{m}{s^2}$ als Schwellwert liegt über dem Messrauschen der Sensoren von bis zu $0.25 \frac{m}{s^2}$. Alle Werte, die über dem Schwellwert liegen und weniger als 0.1s Abstand zueinander haben, werden gruppiert und einem Aktivitätsfenster zugeordnet. Auch die Zwischenwerte, die womöglich unterhalb des Schwellwerts, aber höchstens 0.1s Abstand zu einem Aktivitätswert liegen, werden den Gruppen zugeordnet. Der Wert von 0.1s wurde empirisch ermittelt. Die Originaldaten, die zwischen den Anfangs- und Endzeitpunkten dieser Aktivitätsfenster liegen, werden zur Integration herangezogen. Hierbei werden zunächst die Mittelwerte der einzelnen Aktivitätsfenster von den Daten innerhalb der zugehörigen Aktivitätsfenster abgezogen. Dies führt dazu, dass am Ende jeder Aktivität die Geschwindigkeit auf $0 \frac{m}{s}$ fällt und damit der realen Geschwindigkeit entspricht.

Ein Vergleich dieser Methode mit den Messwerten einer Lichtschranke wurde durchgeführt und zeigte Abweichungen von bis zu 4%, was für diese Untersuchung ausreichend ist.

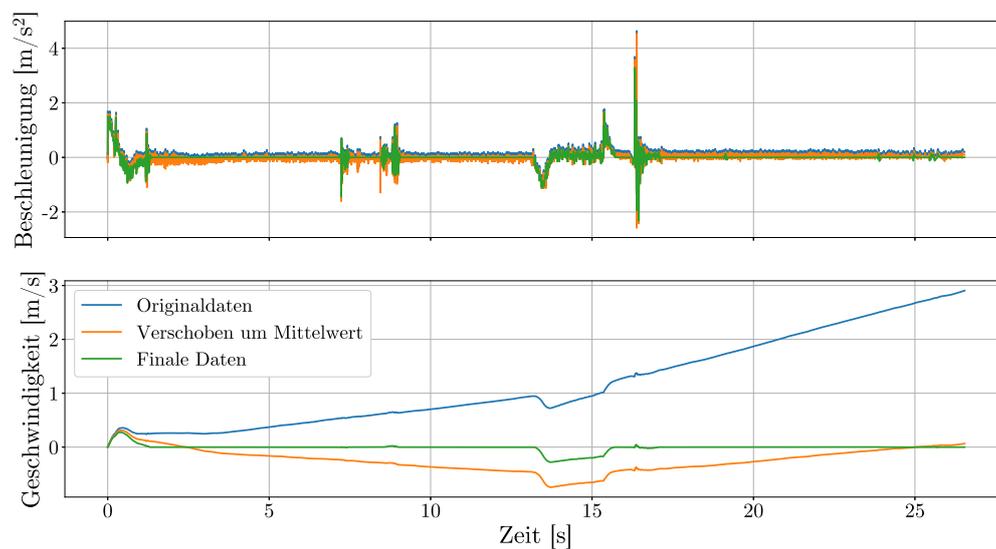


Abbildung C.5.1: Beschleunigungs- / Geschwindigkeitswerte bei Integration über die Originaldaten, die um den Mittelwert verschoben sowie die final bearbeiteten Daten.

D Zwischenrechnungen und Programmierung der Simulation

Dieser Abschnitt behandelt die Programmierung der Simulation insbesondere der einzelnen Ausdrücke und ihrer Zusammenhänge mit den physikalischen Größen der realen Bremse.

D.1 Reynoldszahl

Um eine grundlegende Aussage darüber zu treffen, ob es sich um eine laminare oder turbulente Strömung um den Kolben und durch den Ventilspalt handelt, wird die Reynoldszahl als Kenngröße herangezogen. Diese erlaubt keine eindeutige Aussage, sondern kann eher als Indiz für die Wahrscheinlichkeit des Auftretens von Turbulenzen verstanden werden. Die Reynoldszahl für die Strömung um den Kolben kann als

$$Re_{Kolben} = \frac{\rho v_{m,Kolben} d_{H,Kolben}}{\eta}$$

modelliert werden, wobei ρ die Dichte des Öls, $v_{m,Kolben}$ die mittlere Geschwindigkeit des Öls und $d_{H,Kolben}$ der hydraulische Durchmesser ist. Für $v_{m,Kolben}$ wird der Grenzfall angenommen, dass kein Öl durch den Ventilspalt fließt, sodass alles Öl um den Kolben fließt. Bewegt sich der Kolben mit seiner Stirnfläche A_{Kolben} und der Geschwindigkeit v_{Kolben} nach vorne, so verdrängt dieser $v_{Kolben} A_{Kolben}$ an Volumenstrom. Unter der Annahme, dass es sich um ein schwer kompressibles Medium handelt, muss dieser Volumenstrom über die Querschnittsfläche des Spalts zwischen Kolben und Zylinder abgeführt werden. Dadurch gilt in vereinfachter Form

$$v_{m,Kolben} = v_{Kolben} \frac{A_{Kolben}}{A_{Spalt}} = v_{Kolben} \frac{r_{Kolben}^2}{r_{Zylinder_innen}^2 - r_{Kolben}^2} . \quad (D.1)$$

Für den hydraulischen Durchmesser gilt generell

$$d_H = 4 \frac{A}{U} \quad (D.2)$$

wobei A die durchströmte Fläche ist und U der benetzte Umfang dieser Fläche. Für die Strömung durch den Ringspalt um den Kolben gilt daher

$$d_{H,Kolben} = 4 \frac{r_{Zylinder_innen}^2 - r_{Kolben}^2}{2r_{Zylinder_innen} + 2r_{Kolben}} . \quad (D.3)$$

Analog kann die Strömung durch den Ventilspalt modelliert werden, indem der Extremfall betrachtet wird, dass kein Öl um den Kolben fließt, sondern alles durch den Ventilspalt. Dann gilt hier

$$v_{m,VS} = v_{Kolben} \frac{A_{Kolben}}{A_{VS}} = v_{Kolben} \frac{r_{Kolben}^2}{2r_{VP} h_{VS,eff}} \quad (D.4)$$

sowie

$$d_{H,VS} = \frac{2r_{VP} h_{VS,eff}}{r_{VP}} \quad (D.5)$$

und

$$Re_{VS} = \frac{\rho v_{m,VS} d_{H,VS}}{\eta} . \quad (D.6)$$

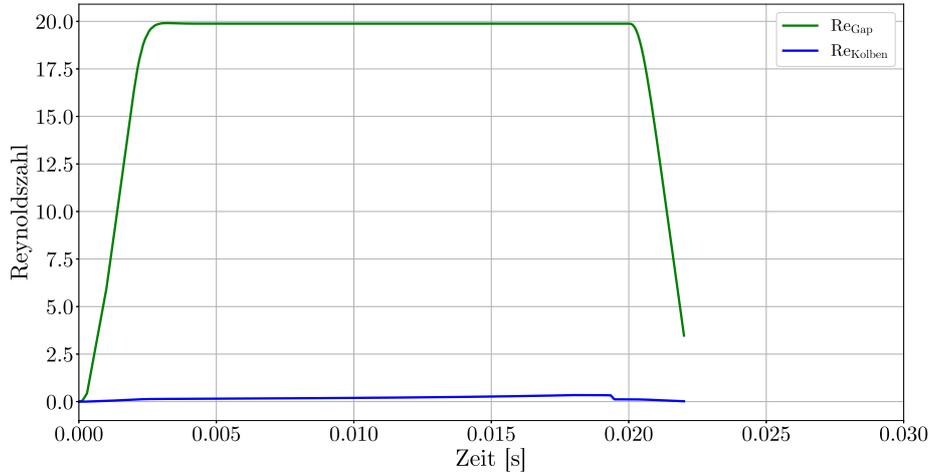


Abbildung D.1.1: Reynoldszahlen der Strömung (grün) durch den Ventilspalt und (blau) am Kolben entlang. Beide Maximalwerte liegen weit unter den von Wibel [28] erwähnten Werten von $R_{crit} \approx 1000$ für Mikrokanäle.

Re_{Kolben} und Re_{VS} sind folglich die beide Extremfälle der Strömung, da der jeweils andere Strömungskanal ausgeschaltet ist. Das bedeutet jedoch auch, dass die errechneten Reynoldszahlen das obere Limit darstellen und in der Realität eher mildere Verhältnisse vorherrschen.

Abbildung D.1.1 zeigt die Ergebnisse einer Simulation mit einer konstanten Schließgeschwindigkeit von sehr hohen und unüblichen $2 \frac{m}{s}$. Die Strömung (blau) um den Kolben weist Werte von unter 1 auf, während die Strömung (grün) durch den Ventilspalt auf $Re_{VS} \approx 20$ ansteigt. Da sich bei solch hohen Geschwindigkeiten das Federelement nahezu vollständig komprimiert, verkleinert sich $h_{VS,eff}$ auf wenige Mikrometer. Wibel hat in [28] mehrere Mikrokanäle untersucht und ist auf kritische Reynoldszahlen von ca. 1000 gekommen. Die Annahme, dass es sich bei der Möbelbremse um eine laminare Strömung handelt wird folglich untermauert. Es spricht somit nichts gegen die Anwendung der Hagen-Poiseuille Gleichung in Abschnitt 4.2.3.

D.2 Definition der Strömungswiderstände

Die Strömungswiderstände, die in Abschnitt 4.2.3 erwähnt sind, werden in diesem Abschnitt näher definiert.

Abbildung D.2.1 zeigt die Parameter des Strömungswiderstands R_{VP} des Kreisrings zwischen VP und Zylinder. In Anlehnung an Gleichung 4.1 gilt

$$\frac{1}{R_{VP}} = \frac{K \cdot (r_{Zylinder_innen} - r_{VP})^3 \cdot (r_{Zylinder_innen} + r_{VP}) \cdot \pi}{12\eta l_{VP}} . \quad (D.7)$$

Hierbei wird die Kreisringfläche als Rechteck angenähert, wobei die Spalthöhe der Höhe h des Rechtecks zugeordnet wird und der mittlere Umfang des Kreisrings der Breite des Rechtecks entspricht. Die Länge des Strömungskanals ist genau die Dicke des VP l_{VP} .

R_{Kolben} lässt sich definieren als

$$\frac{1}{R_{Kolben}} = \frac{K \cdot (r_{Zylinder_innen} - r_{Kolben})^3 \cdot (r_{Zylinder_innen} + r_{Kolben}) \cdot \pi}{12\eta l_{Kolben}} , \quad (D.8)$$

wobei r_{Kolben} den Radius und l_{Kolben} die Länge des Kolbens darstellen. Da sich der Zylinder aufgrund des Drucks dehnt, muss $r_{Zylinder_innen}$ in den beiden vorigen Gleichungen durch

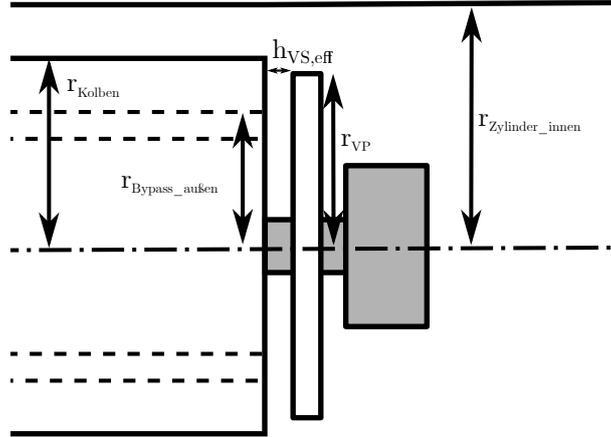


Abbildung D.2.1: Detailzeichnung des Kolbens und des VPs inklusive der Bezeichnungen für den Radius des Kolbens r_{Kolben} , des Ventilplättchens r_{VP} , der Zylinderinnenkontur $r_{\text{Zylinder_innen}}$, des Abstands zwischen VP und Kolben $h_{\text{VS,eff}}$

$r_{\text{Zylinder_innen}} + \Delta r_{\text{Zylinder}}$ substituiert werden. Für die Strömungswiderstände R_{Kolben} und R_{VP} muss bedacht werden, dass sich sowohl Kolben als auch VP nicht zentrisch im Zylinder bewegen, sondern aufgrund von Toleranzen in der Positionierung und Geradheit der Kolbenstange, des Zylinders, des Kolbens und des VPs, exzentrisch laufen. Nach Ref. [13] kann dieser Sachverhalt durch

$$R_{\text{VP,exzentrisch}} = \frac{R_{\text{VP}}}{1 + 1.5\epsilon_{\text{VP}}^2} \quad (\text{D.9})$$

$$R_{\text{Kolben,exzentrisch}} = \frac{R_{\text{Kolben}}}{1 + 1.5\epsilon_{\text{Kolben}}^2} \quad (\text{D.10})$$

beschrieben werden. Hierbei deutet der Zusatz *exzentrisch* daraufhin, dass es sich um Strömungswiderstände handelt, die einen exzentrischen Lauf beschreiben. ϵ_{VP} und ϵ_{Kolben} beschreiben den Grad der Exzentrizität der Bewegung. Für $\epsilon_{\text{Kolben}} = 0$ liegt der Kolben exakt zentrisch im Zylinder. Für $\epsilon_{\text{VP}} = 1$ liegt der Kolben genau an der Zylinderinnenwand an. In diesem Fall reduziert sich der exzentrische Strömungswiderstand gegenüber dem zentrischen um den Faktor 2.5, was einen großen Einfluss auf die Bremskraft hat. Durch Vergleich von Simulations- mit Messwerten ergibt sich $\epsilon_{\text{Kolben}} = 0.8$. Aufgrund der Konstruktion ergibt sich dann $\epsilon_{\text{VP}} = \frac{\epsilon_{\text{Kolben}}(r_{\text{Zylinder_innen}} - r_{\text{Kolben}})}{r_{\text{Zylinder_innen}} - r_{\text{Kolben}}}$ unter der Annahme, dass das VP einen stets kleineren Durchmesser hat als der Kolben.

Sowohl für die Strömung zwischen Kolben und Zylinder als auch zwischen VP und Zylinder muss die Innenkontur des Zylinders berücksichtigt werden. In der Regel verjüngt sich die Zylinderinnenkontur je weiter der Kolben in den Zylinder vordringt, sodass der Abstand zwischen Zylinder und Kolben immer weiter verringert wird. Die Zylinderinnenkontur wird durch Stützpunkte abgebildet, die per Tabelle eingegeben werden, sodass zwischen diesen linear interpoliert werden kann.

Die Strömung zwischen VP und Kolbenstirn lässt sich durch

$$\frac{1}{R_{\text{VS}}} = \frac{K \cdot h_{\text{VS,eff}}^3 \cdot 2\pi \cdot r_{\text{VP}}}{12\eta(r_{\text{VP}} - r_{\text{Bypass_außen}})} \quad (\text{D.11})$$

beschreiben. $r_{\text{Bypass_außen}}$ ist der Außenradius des Bypassbereichs. $h_{\text{VS,eff}}$ ist die effektive Höhe des Spalts zwischen VP und Kolbenstirn, welcher abhängig ist von der Position des VPs. In Schließrichtung legt sich dieses an die Kolbenstirn an, sodass nur ein sehr kleiner

Ventilspalt vorhanden ist, wohingegen sich in Öffnungsrichtung ein großer Ventilspalt ergibt und damit ein kleiner Strömungswiderstand.

Der Strömungswiderstand der Bypässe ist in der Regel sehr gering, um in Öffnungsrichtung einen großen Volumenstrom zu ermöglichen. Die Bypässe und ihre Anordnung ähneln einem breiten Kreisring mit Unterbrechungen durch die Stege, die die Kolbenaußenwand unterstützen. Somit handelt es sich hier um parallel geschaltete Strömungswiderstände von allen Bypässen, die durch

$$\frac{1}{R_{Bypass}} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{R_{Bypass_i}} \quad (D.12)$$

beschrieben werden können. Für das Element R_{Bypass_i} gilt hierbei:

$$\frac{1}{R_{Bypass_i}} = \frac{K \cdot (r_{Bypass_au\beta en} - r_{Bypass_innen})^3 \cdot \pi \cdot (r_{Bypass_au\beta en} + r_{Bypass_innen})}{12\eta l_{Kolben}} \cdot \frac{\phi}{360^\circ} \quad (D.13)$$

unter der Annahme, dass die Länge des Bypass' der Länge des Kolbens und $\frac{\phi}{360^\circ}$ dem Anteil des Kreisbogens eines Bypass' bezogen auf die gesamte Kolbenstirn entspricht.

D.3 Definition der Schlepströmungen

Dieser Abschnitt beschreibt die auftretenden Schlepströmungen im System mithilfe von Gleichung 4.3.

Die Schlepströmung zwischen Kolben und Zylinderwand wird durch

$$\dot{V}_{Schlepp,Kolben} = \frac{v_{Kolben}}{2} (r_{Kolben} - r_{Zylinder_innen}) 2\pi \frac{r_{Kolben} + r_{Zylinder_innen}}{2} \quad (D.14)$$

dargestellt, mit v_{Kolben} als Geschwindigkeit des Kolbens. Analog zum Kolben, kann die Schlepströmung zwischen VP und Zylinder als

$$\dot{V}_{Schlepp,VP} = \frac{v_{VP}}{2} (r_{VP} - r_{Zylinder_innen}) 2\pi \frac{r_{VP} + r_{Zylinder_innen}}{2} \quad (D.15)$$

definiert werden, mit v_{VP} als Geschwindigkeit des VPs.

Weitere Schlepströmungen werden aufgrund der Größe der Schlepsspalte vernachlässigt.

D.4 Kompressionsmodul eines Öl-Luft Gemischs

Das Kompressionsmodul des Öls einer Fluidbremse besteht in der Regel nicht nur aus dem Anteil des reinen Öls, sondern wird um einen Anteil der darin gelösten Luft ergänzt. Auch wenn vor dem Befüllen des Zylinders ein Unterdruck erzeugt wird und ein Großteil der Luft evakuiert wird, verbleiben Reste der Umgebungsluft in der Zylinderkammer. Auch befindet sich meist gelöste Luft in den gängigsten Ölen. Diese expandiert bei Unterdruck und verändert damit stark das Kompressionsmodul des Gemischs. In Anlehnung an Ref. [25] wird das Kompressionsmodul C_i des Öl-Luft Gemischs des Bereich i in durch die Gleichung

$$C_i = C_{\text{Öl}} \frac{1 + \alpha \left(\frac{p_a}{p_a + p_i} \right)^{\frac{1}{n}}}{1 + C_{\text{Öl}} \alpha \frac{p_a^n}{n(p_a + p_i)^{\frac{n+1}{n}}}} \quad (D.16)$$

definiert. Das Kompressionsmodul des reinen Öls ist $C_{\text{Öl}}$, α ist der Volumenanteil der Luft im Öl-Luft Gemisch bei Atmosphärendruck p_a , p_i ist der aktuelle Druck im Bereich i und n ist der Isentropenexponent. Die blaue Kurve in Abbildung D.4.1 zeigt das Kompressionsmodul bei $\alpha =$

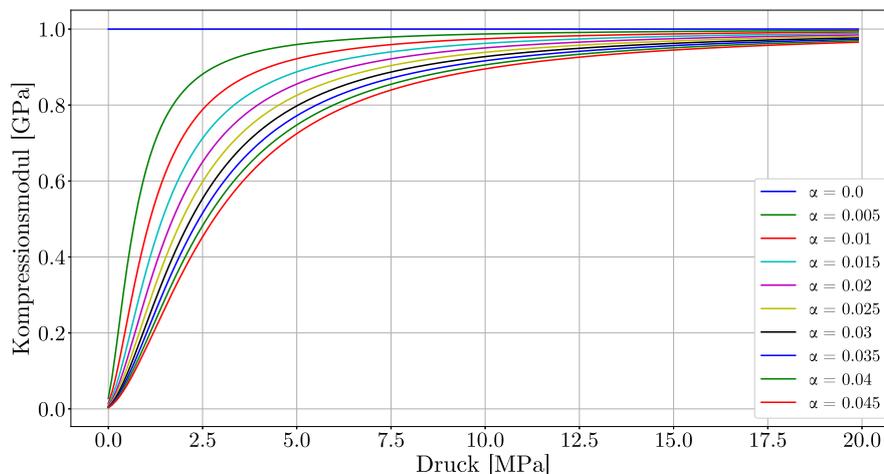


Abbildung D.4.1: Effektives Kompressionsmodul C_i in Abhängigkeit des Drucks für unterschiedliche Anteile der Luft im Gemisch mit $C_{\text{Öl}} = 1\text{GPa}$.

0, was einem Luftanteil von 0% entspricht, wodurch sich das gesamte Kompressionsmodul auf das Kompressionsmodul von reinem Öl reduziert. Für $\alpha \geq 0$ sinkt C_i insbesondere im Bereich unter 10MPa signifikant ab. Bei Drücken über 10MPa beginnt das Kompressionsmodul sich dem Kompressionsmodul des reinen Öls anzunähern. Bereits kleinste Luftanteile senken C_i ab, sodass eine Berücksichtigung der Luft im Gemisch für eine korrekte Simulation nötig ist.

D.5 Scherung des Öls im Kolbenspalt

Die Scherung sowie die Schergeschwindigkeit des Öls im Spalt zwischen Kolben und Zylinder tragen entscheidend zum Kraftverlauf der Bremse bei. Um die Schergeschwindigkeit zu ermitteln muss zunächst das Geschwindigkeitsprofil $v(x)$ der Strömung bestimmt werden. Hierzu wird folgendes Gleichungssystem aufgestellt:

$$v(x = 0) = 0 \quad (\text{D.17})$$

$$v(x = h) = 0 \quad (\text{D.18})$$

$$\frac{\dot{V}_{\text{Kolben}}}{2\pi r_{\text{Spalt}}} = \int_0^{h_{\text{Spalt}}} v(x) dx \quad (\text{D.19})$$

Wenn die Strömung rein druckgetrieben ist, dann bewegen sich die Wände der Strömung nicht. Wird $x = 0$ als Position der Kolbenfläche definiert so muss die Geschwindigkeit der Strömung hier $0 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ betragen. Gleiches gilt für die Zylinderinnenwand bei $x = h_{\text{Spalt}}$. Gleichung D.19 ergibt sich aus der geometrischen Konstellation und unter der Annahme eines Ringspalts, welcher als Rechteck mit der Breite $2\pi r_{\text{Spalt}}$ darstellbar ist. Aus diesen drei Gleichungen lässt sich über den Zwischenschritt

$$0 = a0^2 + b0 + c \quad (\text{D.20})$$

$$0 = ah_{\text{Spalt}}^2 + bh_{\text{Spalt}} + c \quad (\text{D.21})$$

$$\frac{\dot{V}_{\text{Kolben}}}{2\pi r_{\text{Spalt}}} = \frac{1}{3}ah_{\text{Spalt}}^3 + \frac{1}{2}bh_{\text{Spalt}}^2 + ch_{\text{Spalt}} \quad (\text{D.22})$$

das parabolische Geschwindigkeitsprofil ermitteln

$$v(x) = -\frac{3\dot{V}_{Kolben}}{h_{Spalt}^3 \pi r_{Spalt}} x^2 + \frac{3\dot{V}_{Kolben}}{h_{Spalt}^2 \pi r_{Spalt}} x . \quad (D.23)$$

Durch die partielle Ableitung nach x erhält man die Schergeschwindigkeit $\dot{\gamma}(x)$ an jeder Position in dem Spalt

$$\dot{\gamma}(x) = \frac{\partial}{\partial x} v(x) = -\frac{6\dot{V}_{Kolben}}{h_{Spalt}^3 \pi r_{Spalt}} x + \frac{3\dot{V}_{Kolben}}{h_{Spalt}^2 \pi r_{Spalt}} . \quad (D.24)$$

Da die Hagen-Poiseuille Gleichungen von Newton'schen Fluiden ausgehen und keine Abhängigkeit der Viskosität von der Schergeschwindigkeit berücksichtigen, wird folgende Vereinfachung durchgeführt. Der Mittelwert der Absolutwerte der Schergeschwindigkeit wird genutzt, um die resultierende Viskosität des Öls zu ermitteln. Der Mittelwert aufgrund der parabolischen Form liegt bei

$$\bar{\dot{\gamma}} = \frac{3\dot{V}_{Kolben}}{2h_{Spalt}^2 \pi r_{Spalt}} , \quad (D.25)$$

sodass hierüber und mithilfe des Carreau-Ansatzes [4] die Viskosität bestimmt werden kann. Nach Carreau stehen die dynamische Viskosität η und die Schergeschwindigkeit $\dot{\gamma}$ über

$$\eta(\bar{\dot{\gamma}}) = \frac{A}{(1 + B\bar{\dot{\gamma}})^C} \quad (D.26)$$

in Beziehung. A,B,C sind Konstanten, die durch eine Näherung an Messdaten ermittelt werden müssen. Für $\bar{\dot{\gamma}} = 0$ folgt, dass $\eta(0) = \eta_0 = A$ gelten muss, hierbei wird η_0 als Viskosität bei der Schergeschwindigkeit $0 \frac{1}{s}$ definiert. Abbildung D.5.1 zeigt ein Beispiel für den Viskositäts-Schergeschwindigkeitsverlauf für Silikonöl mit $\eta_0 = 500 mPas$. Für Schergeschwindigkeiten unter $10^3 \frac{1}{s}$ ist die Viskosität nahezu konstant. Dieses Verhalten ändert sich für höhere Schergeschwindigkeiten, wobei die Viskosität abnimmt.

D.6 Korrigierte maximale Beschleunigung

Abschnitt 4.6 behandelt die Optimierung der Bremse hinsichtlich der Streuung der Schließzeit sowie der auftretenden Beschleunigungen. Grundsätzlich kann ein Nutzer die Beschleunigungen dadurch erhöhen, dass er die Geschwindigkeit des Schubkastens erhöht. Um einen Kennwert für die von Nutzern akzeptierten Beschleunigungen zu erhalten, wird eine Simulation mit einer marktüblichen Bremse durchgeführt und die hierbei auftretenden Beschleunigungen als akzeptiert angenommen. Da ein leerer Schubkasten bei gleicher Geschwindigkeit höhere Beschleunigungen erfährt als ein beladener Schubkasten, wird für die Simulation $m = 5kg$ und $v_0 = 0.5 \frac{m}{s}$ angenommen, um den kritischeren Fall zu simulieren. Abbildung D.6.1 zeigt den Verlauf der Beschleunigung über den Weg, wobei Beschleunigungen bis zu $15 \frac{m}{s^2}$ auftreten. Die Annahme zur Korrektur der auftretenden Beschleunigungen ist folgende: Wenn Benutzer aktuelle Schubkästen mit $0.5 \frac{m}{s}$ schließen und dies akzeptieren, so kann gesagt werden, dass auch die auftretenden Beschleunigungen annehmbar sind. Als Kennwert für akzeptable Beschleunigungen wird folglich

$$a_{max,korr} = a_{max} - 30 \frac{1}{s} v_0 \quad (D.27)$$

genutzt, wobei $a_{max,korr}$ die korrigierte und a_{max} die reale maximale Beschleunigung ist. Ist $a_{max,korr}$ negativ, so würde ein Benutzer dies als annehmbar akzeptieren. Ist $a_{max,korr}$

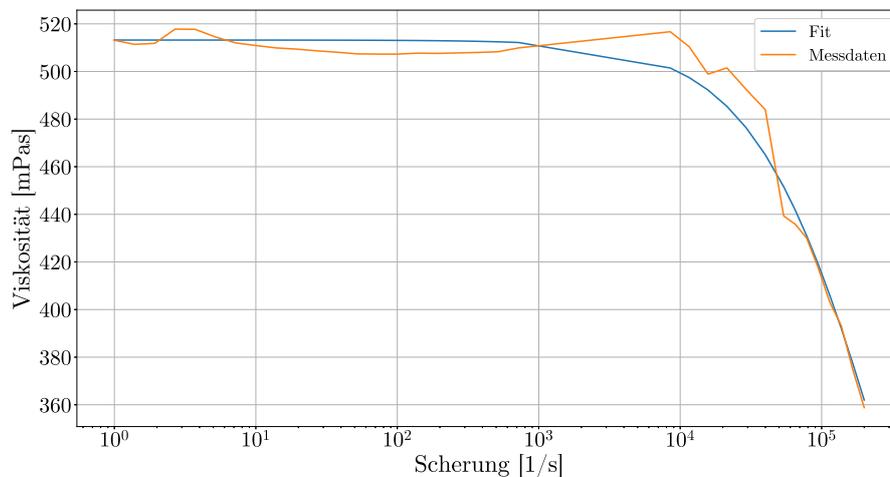


Abbildung D.5.1: Aufgetragen ist die dynamische Viskosität η über die Schergeschwindigkeit $\dot{\gamma}$ exemplarisch für Silikonöle, die in Möbelbremsen eingesetzt werden. Angegeben wurde das getestete Öl mit 500mPas , was auch für den Bereich bis $10^3 \frac{1}{\text{s}}$ gültig ist. Darüber hinaus jedoch nimmt die Viskosität stark ab. Gezeigt ist auch die Näherung über Gleichung D.26 mit den Parametern: $A = 513\text{mPas}$, $B = 7.06 \cdot 10^{-6}$ und $C = 0.39$.

hingegen positiv, so würde die Beschleunigung als zu hartes Bremsen wahrgenommen werden. Real kann es folglich sein, dass hohe Beschleunigungen auftreten, durch die Korrektur jedoch kann abgeschätzt werden, ob der Nutzer diese, in Anbetracht der Initialgeschwindigkeit, akzeptieren würde.

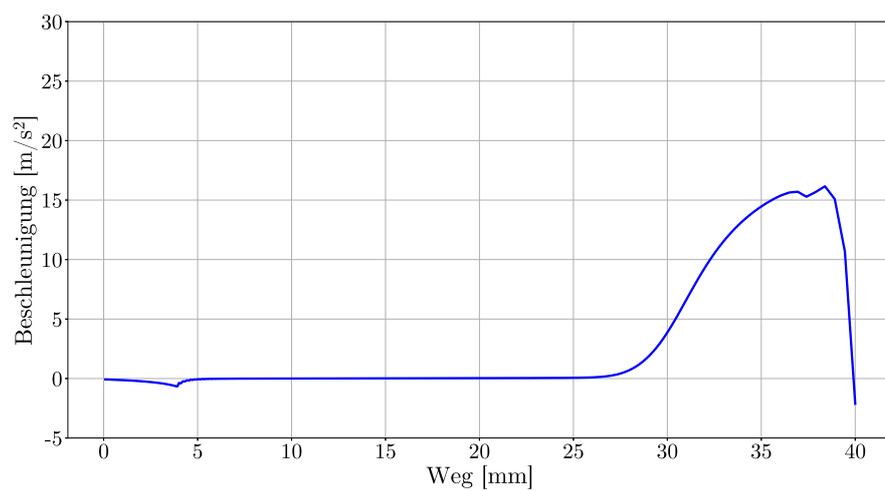


Abbildung D.6.1: Auftretende Beschleunigung für eine Bremsung mit $m = 5\text{kg}$ und $v_0 = 0.5\frac{\text{m}}{\text{s}}$. Bei 0mm ist das System geschlossen. Das Maximum liegt bei ca. $15\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$.

Literatur

- [1] Analog Devices, Inc. *Analog*. 23. Feb. 2016. URL: <https://www.google.de/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&ved=0ahUKEwj4poTtro3LahVIMBoKHycPanQQFggcMAA&url=http%3A%2F%2Fwww.analog.com%2Fmedia%2Fen%2Ftechnical-documentation%2Fdata-sheets%2FADXL345.pdf&usq=AFQjCNGU05SPKDWEmtAJpGzy8V4PCSBZfA&bvm=bv.11>.
- [2] Arduino LLC. *Arduino*. 23. Feb. 2016. URL: <https://www.arduino.cc/en/Main/ArduinoBoardFio>.
- [3] Holger Böse. *Smart Materials mit vielfältigen Anwendungen in der Adaptronik*. 30. Sep. 2010. URL: <https://www.detmold.ihk.de/datei/tabledoc/146>.
- [4] Pierre J. Carreau. “Rheological Equations from Molecular Network Theories”. In: *Transactions of the Society of Rheology* 16.1 (März 1972), S. 99–127. DOI: 10.1122/1.549276.
- [5] Renee Dunlop. *Production Pipeline Fundamentals for Film and Games*. 2014, S. 305.
- [6] Daniel Freeman u. a. “Virtual reality study of paranoid thinking in the general population”. In: *BjPsych* (2008), S. 258–263.
- [7] CS Harrison, PM Grant und BA Conway. “Enhancement of a virtual reality wheelchair simulator to include qualitative and quantitative performance metrics”. In: *Assist Technol.* (2010), S. 20–31.
- [8] Humboldt Universität zu Berlin. *Digitalisierung des polytechnischen Journals*. 22. Apr. 2015. URL: <http://dingler.culture.hu-berlin.de/article/pj323/ar323158>.
- [9] HYVE AG. *hyve*. 21. Sep. 2015. URL: <https://www.hyvedesign.net/portfolio-items/icaros/>.
- [10] E. M. Kolasinski. *Simulator Sickness in Virtual Environments*. Techn. Ber. U.S. Army-Research Institute, Mai 1995.
- [11] Leap Motion, Inc. *leapmotion*. 21. Sep. 2015. URL: <https://developer.leapmotion.com/gallery/sorcerer-vr>.
- [12] Heidrun Morgenroth. *Spitta*. 28. Sep. 2015. URL: http://www2.spitta.de/Zahnmedizin/Aktuelles/Druckansicht/134_index+M5c0a8c60716.html.
- [13] Müller, Heinz K. and Nau, Bernard S. *Fachwissen Dichtungstechnik*. Kapitel 4, Seite 10. 2003. URL: www.fachwissen-dichtungstechnik.de.
- [14] Nordic Semiconductor ASA. *Nordic Semiconductor*. 23. Feb. 2016. URL: <http://www.nordicsemi.com/eng/Products/2.4GHZ-RF/nRF24L01P>.
- [15] Oculus VR, LLC. *Oculus DK2*. 23. Sep. 2015. URL: <https://www.oculus.com/en-us/dk2/>.
- [16] Prof. Delmar Larsen. *ChemWiki*. 27. Apr. 2015. URL: <http://chemwiki.ucdavis.edu/%40api/deki/files/16622/dc49f4b234c204dfd82598c4104d88cc.jpg>.
- [17] rmccle. *Reddit*. 28. Sep. 2015. URL: https://www.reddit.com/r/oculus/comments/219iol/dk2_positional_tracking_volume_visualization/.
- [18] Jason Rybka. *XBOX Controller*. 21. Dez. 2015. URL: <http://f.tqn.com/y/vgstrategies/1/S/X/xbox360controller.jpg>.
- [19] Schütte-Lihotzky, Margarete. “Rationalisierung im Haushalt”. In: *Das Neue Frankfurt* (1927).

-
- [20] Anton Schweizer. *schweizer-fn*. 9. März 2018. URL: https://www.schweizer-fn.de/rohr/festigkeit/festigkeit.php#radialverformung_innendruck.
- [21] Ajay V. Sonar u. a. “Development of a virtual reality-based power wheel chair simulator”. In: *Mechatronics and Automation* (2005), S. 222–229.
- [22] Sony Computer Entertainment Europe. *Playstation VR*. 23. Sep. 2015. URL: <https://www.playstation.com/de-de/explore/ps4/features/playstation-vr/>.
- [23] SUCO Robert Scheuffele GmbH & Co. KG. *SUCO*. 24. Apr. 2015. URL: http://www.suco.de/antriebstechnik/fliehkraft_kupplungen_und_bremsen/f-tyt.php.
- [24] Ivan E. Sutherland. “A head-mounted three-dimensional display.” In: *AFIPS Conference Proceedings* (1968), S. 757–764.
- [25] The MathWorks, Inc. *Working fluid properties, set by selecting from list of predefined fluids*. 25. Jan. 2018. URL: https://de.mathworks.com/help/physmod/hydro/ref/hydraulicfluid.html?s_tid=gn_loc_drop%7D.
- [26] Hiroyasu Ujike und Hiroshi Ono. “Depth thresholds of motion parallax as a function of head movement velocity”. In: *Vision Research* (2001), S. 2835–2843.
- [27] Unity Technologies. *Unity 3D*. 6. Jan. 2016. URL: <https://unity3d.com/>.
- [28] W. Wibel. *Untersuchungen zu laminarer, transitioneller und turbulenter Strömung in rechteckigen Mikrokanälen*. Institut für Mikroverfahrenstechnik, Institut für Kern- und Energietechnik, 2009.

Danksagung

An dieser Stelle möchte ich jedem danken, der zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen hat. Ich möchte mich bei Prof. Dr. Günter Reiss dafür bedanken, dass er mir die Anfertigung dieser Arbeit in der AG "Dünne Schichten & Physik der Nanostrukturen" ermöglicht hat.

Besonders danke ich Oliver, der mir die Chance gegeben hat meine Promotion und meinen Beruf zu verbinden. Der mich an vielen Stellen geprägt hat und von dem ich eine Menge lernen durfte. Manchmal kann man sich viele Jahre mit ein paar μm beschäftigen und immer etwas neues lernen. Danke dir.

Ich bedanke mich auch besonders bei Dominik für die vielen Diskussionen zu den verschiedensten Themen der Viskosität, Scherung und Strukturmechanik. Folglich alles was für eine Möbelbremse wichtig ist.

Ich danke meiner Familie für die Unterstützung und Motivation in dieser gesamten Zeit. Viele der Ratschläge meiner Eltern haben mir in den unterschiedlichsten Situationen geholfen. Danke dafür.

Letztendlich möchte ich mich auch bei Gott bedanken. Die vielen kleinen und großen Entscheidungen in meinem Leben haben erst dazu geführt, dass ich diese Arbeit abschließen durfte. Dafür bin ich von Herzen dankbar.

Danke