

**BMBF-Programm
„Forschung an Fachhochschulen mit
Unternehmen (FHprofUnt)“ 2012**

Abschlussbericht

Vom Werkstück versteifte mobile Werkzeugmaschine
Kurztitel: PENTAKEL
(Component part reinforcement of a mobile machine tool)

Fachliche Gesamtkoordination:

Prof. Dr.-Ing. Markus Krabbes

Hochschule für Technik, Wirtschaft und Kultur Leipzig,

Fakultät Elektrotechnik und Informationstechnik

27.September-2016

Inhaltsverzeichnis

1	Kurzdarstellung	1
1.1	Ausgangslage und Forschungsziele	1
1.2	Aufgabenstellungen	3
1.3	Wissenschaftliche/technische Arbeitsziele	5
1.3.0.1	Wissenschaftliche Arbeitsziele	5
1.3.0.2	Technische Arbeitsziele	6
1.4	Voraussetzungen unter den das Projekt durchgeführt wurde	7
1.4.1	Wissenschaftlich-technischer Stand	7
1.4.2	Stand der Forschung und Technik	8
1.4.3	Stand im Bereich Sensorik	8
1.4.4	Stand im Bereich Aktorik	9
1.4.5	Stand im Bereich Regelungskonzepte	10
1.4.5.1	Methodik des Regelungsentwurfs	10
1.4.5.2	Statische Lageregelung	12
1.4.5.3	Dynamische Regelungskonzepte	12
1.4.6	Planung und Ablauf des Vorhabens	13
2	Darstellung der Arbeit und Ergebnisse	17
2.1	Zahlenmäßiger Nachweis der wichtigsten Positionen	17
2.2	Mechatronischer Entwurf adaptives (Demonstrator)-Gestell	18
2.2.1	Spezifizierte Randbedingungen	19
2.2.2	Konstruktion	19
2.2.3	Sensorik	22
2.2.4	Kommunikation	25
2.3	Mechatronischer Entwurf Aktiver Fuß	26
2.3.1	Aktuator	28
2.3.2	Dämpfungsglied	30
2.4	Demonstrator	55
2.5	Verwertung im Rahmen des Fortgeschriebenen Verwertungsplans	66

3 Erfolgskotrollbericht	71
3.1 Bezug zu den Förderpolitische Zielen	71
3.2 wissenschaftlich technische Ergebnisse	71
3.3 Arbeiten die zu keiner Lösung geführt haben	72
3.4 Ergebnisse Dritter mit Einfluss auf das Projekt	72
3.5 Schutzrechte	73
3.6 Zusammenarbeit	73
3.7 Kosten und Zeitplanung	73
3.8 Fortschreibung des Verwertungsplans	74
3.9 Publikationen	76
3.10 öffentlichkeitswirksame Präsentationen	76
Literatur	77
Eigene Publikationen (Auszug)	79
Betreute Arbeiten (Auszug)	80

1 Kurzdarstellung

Kinematiksysteme modellbasiert entwerfen und steuern

1.1 Ausgangslage und Forschungsziele

Im Jahr 2009 erhielt das mittelständische Unternehmen METROM GmbH den Innovationspreis des Freistaates Sachsen für das Konzept der sogenannten Mobilten Maschine (Abb. 1.3). Die Idee hinter diesem Konzept besteht in der speziellen Ausführung einer parallelkinematischen Werkzeugmaschine (Abb. 1.1), die so leicht, kompakt und transportabel ist, dass sie sich insbesondere für die Großteilerbearbeitung wirtschaftlicher zum Aufenthaltsort des Werkstücks bringen lässt, als in konventioneller Weise entsprechende Bauteile zu geeigneten Großbearbeitungszentren zu transportieren. Dieses Maschinenkonzept entstand, indem auf der Basis längjährig gesammelter Erfahrungen im Markt konsequent die strukturellen Vorteile von parallelkinematischen Konstruktionsprinzipien ausgereizt wurden. Dies führte bspw. zu Maschinentypen, bei denen zusätzlich zum Drehtisch eine weitere überzählige Linerachse in das Maschinenbett integriert wurde, mit der die gesamte Parallelkinematik gegenüber dem Aufspanntisch/Werkstück verfahren werden (Abb. 1.2).

Die grundsätzliche Herangehensweise besteht bei der einagesetzten Parallelkinematik darin, alle Strukturelemente der Maschine unter Vermeidung von Biegemomenten nur in ihrer Längsrichtung zu belasten. Dies begründet die ausschließliche Verwendung längenveränderlich angetriebener Achsstreben (d.h. „Penta-/Hexapode“) anstelle von längenunveränderlichen Streben an Linearantrieben (vgl. „Penta-/Hexaglide“). Auch alle tragenden Gestellverstreben bilden ein vollständiges Netz von Dreiecksstrukturen, die punktuelle Einkopplung der Kräfte aus den Achsstreben ins Gestell erfolgt so eng wie technisch möglich in den Knoten der Gestellstruktur. Erst so kann die erforderliche Bearbeitungssteifigkeit bei einem für den Transport vertretbaren Gesamtgewicht der Maschine erreicht werden.

Als Mobile Maschine kann die Struktur des Maschinengestells nur unvollständig ausgeführt werden, um die Transportabilität der Maschine und Flexibilität in der Anwendung nicht unnötig einzuschränken. Der notwendige Umfang des unverzichtbaren Grundgestells ergibt sich aus den festgelegten Gelenkpunkten der längenveränderlichen Streben. Im Ergebnis verbleibt für das Grundgestell eine aus Dreiecken gebildete, halbkugelartige Schale, an deren Grenze **fünf** unvollständig verknüpfte Gitterknoten die Montagepunkte für ein anwendungsspezifisch individuelles



Abbildung 1.1: Parallelkinematik bei der Abbildung 1.2: Montage einer 5-Achs-Highspeed-Bearbeitung von Aluminium: gut Kinematik als verfahrbares Maschinen- zu erkennen sind die Antriebsachsen auf Basis Grundelement und Vorläufer der Mobilen Maschine von Kugelumlaufspindeln.

Anpassgestell bilden. Dieses Restgestell übernimmt somit die Funktion der Vervollständigung der Gestellstruktur und stellt die vorgesehene Gesamtstruktursteifigkeit her. Zur vereinfachten Schematisierung der Auslegung des Anpassgestells ist das Grundgestell konstruktiv so definiert worden, dass dessen verbleibenden Nachgiebigkeiten exakt in vertikaler Richtung zur Grenzfläche zwischen Grundgestell und Anpassgestell auftreten.

Grundgedanke der Mobilen Maschine ist, die regulären Bearbeitungseigenschaften für alle gängig mit definierter Schneide zu bearbeitenden Materialien unter den Auslegungsparameter der parallelkinematischen Basismaschine

Raumgenauigkeit	+/- 0,010	mm
Wiederholgenauigkeit	+/- 0,003	mm
Arbeitsvorschub der Streben	bis 60	m/s
Beschleunigung in alle Richtungen	bis 10	m/s ²

auch mit der transportablen Version bereitzustellen. Hierbei sind folgende drei maßgebliche Herausforderungen zu lösen:

- Herstellung der maschinentypischen Gestellsteifigkeit am Aufstellort unter statischer Beteiligung des Werkstücks selbst
- aktive Wiederherstellung der zuvor kalibrierten Gestellaufspannung (identische „Deformation“) zur Vermeidung der Neukalibrierung des geometrischen Modells
- Konzept für die geometrische Identifikation einer verschobenen Gestellaufspannung, da im Regelfall Bauteile größer als der Nennarbeitsraum $1000 \times 1000 \times 600$ mm erwartet werden.



Abbildung 1.3: Mobile Maschine: Grundgestell in Transportposition



Abbildung 1.4: Mobile Maschine: Grundgestell in Bearbeitungsposition (vertikale Aufstellung ohne Anpassgestell).

Die Nullpunkt-Referenzierung nach einer Maschinenverschiebung erfolgt mit der Maschine selbst. Somit Vervielfacht sich der Fehler der Raumgenauigkeit mit der Anzahl der Verschiebungen, die Wiederholgenauigkeit steigt bei Erreichen der vorgesehenen Gestellsteifigkeit nicht. Bei Erreichen der Projektziele im Sinne der oben genannten Auslegungsparameter qualifiziert sich die Mobile Maschine grundsätzlich für alle Bauteile, die deren Masse (ca. 2000kg) und Abmessungen (entspr. 96"-Palette) überschreiten.

1.2 Aufgabenstellungen

Aus einem generischen Grundkonzept heraus werden derzeit für alle (mobilen) Anwendungsfälle Sondermaschinen entwickelt, bei denen das halbschalenartig achstragende Maschinengrundgestell entsprechend der spezifischen Anforderungen um den vorgesehenen Arbeitsraum herum konstruktiv durch ein Anpassgerüst vervollständigt wird. Auch die innere starre Ausbreitung dieses spezifischen Konstruktionsteils zur räumlichen Anpassung an die Einsatzsituation leistet somit stets gleichzeitig einen maßgeblichen Beitrag zur Maschinensteifigkeit.

Eine derzeit zu erforschende Weiterentwicklung des beschriebenen Konzepts besteht darin, dass kein anwendungsspezifisches Zwischengestell mit vollständig selbsttragenden Eigenschaften für die Maschine entworfen wird, sondern bei einem besonders überdimensionalen, massiven Werkstück dessen direkte Verbindung mit der Maschine selbst zur Gesamtsteifigkeit beiträgt. Hierfür ist weltweit bisher kein Beispiel bekannt. Anstelle eines starr ergänzten Restgestells sind dafür von 5 Knotenpunkten der Halbschale aus lösbare Direktverbindungen mit dem Werkstück herzustellen. Hierbei lässt sich gezielt der konstruktive Vorteil dieser Halbschale



Abbildung 1.5: Prototyp einer von ihrem Anpassgestell versteiften Maschine.

ausnutzen, dass die verbleibende abzufangende Hauptnachgiebigkeit an den fünf Eckknoten einer horizontal angeordneten Halbschale genau in vertikaler Richtung durch Tragepunkte statisch gebunden werden können.

Als struktureller Nachteil von PKM verbleibt das ungünstige Verhältnis des erreichbaren Arbeitsraumes des Werkzeugs zum Bauraum der Maschine. Eben dieser Zielkonflikt soll mit der Mobilien Maschine aufgehoben werden, indem auch am Einsatzort eine segmentierte Bearbeitung durch schrittweises Versetzen zum Werkstück praktiziert wird (vgl. 5-Achs-Kinematik als Maschinengrundelement, Abb. 1.2). Dabei wird ein mobiles Maschinengehäuse schrittweise nach jeder Teilbearbeitung entlang eines Großbauteils verschoben (Hebe/Schiebevorgang mit verfügbarer Hebetechnik - z.B. Kran, also keine separate Achse). Deshalb müsste sich die Kalibrierung des kinematischen Maschinenmodells unabhängig von der Art der Versteifung durch ein starres Anpassgestell (bisherige Lösung) oder eine Werkstückkopplung (Projektziel) in jedem Schritt nach dessen Fixierung wiederholen. Der damit verbundene Aufwand an Zeit und qualifiziertem Fachpersonal soll mit dem Projektansatz durch fünf aktive Fußelemente mit integrierter Messtechnik vermieden werden.¹

Das wissenschaftliche Projektanliegen besteht darin, über eine **integrierte Kraftmessung in den Maschinenfüßen** und eine **integrierte Neigungsmessung zwischen den Maschinenfüßen** vier der fünf Füße selbst in einer Weise aktorisch so anzusteuern, dass die ursprüngliche Maschinenaufstellung/-aufspannung exakt erreicht wird und so auf eine erneute Rekalibrierung des geometrischen Maschinenmodells verzichtet werden kann.

Dieses Konzept bedingt den darüber hinaus gehenden Ansatz, mit einem in der beschriebenen

¹Aus diesem Ansatz fünf interaktiver Füße leitet sich in Anlehnung an die Tentakel von Kopffüßlern das Projektakronym „PENTAKEL“ ab.

Weise **aktiven Zwischengestell** die Maschine nicht allein endgültig zu versteifen, sondern das Fundament der das Großwerkstück in diese Funktion mit einzubeziehen. Das wissenschaftliche Interesse gilt dabei der direkten Kopplung zum Werkstück als allgemeinerer Fall, denn bei Kopplung zum Fundament kann in der Regel auch das Werkstück selbst noch bewegt werden, ohne die Maschine neu zu fixieren.

1.3 Wissenschaftliche/technische Arbeitsziele

1.3.0.1 Wissenschaftliche Arbeitsziele

(Aus Antrag) Die Situationsanalyse zeigt insgesamt deutlich, dass in den vergangenen Jahren verschiedenste Beiträge auf den Gebieten der mechatronischen Analyse und Methodik, der Entwurfs- und Softwarewerkzeuge sowie der vernetzten Mess- und Steuerungstechnik geleistet wurden, die zu Best-Practice-Strategien für die erfolgreiche Entwicklung zugeschnittener, innovativer Kinematiken in neuartigen Applikationen zusammengefasst werden können.[KS10; KSZ11; SSK12b; KS08; SSK12a] Spezifische technologische Vorentwicklungen, die für das Projektziel potentiell lösungsrelevante Technologiebeiträge bereit halten und auch während der Projektbearbeitung fortgesetzt recherchiert werden müssen, sind:

- Qualifizierte und ingenieurpraktikable Modellierungs- und Simulationskonzepte während des Entwurfsprozesses
- Kalibrierung komplexer Kinematikmodelle mit zahlreichen Parametern durch
 - a) Modelldekomposition dank gleichzeitiger Mehrkoordinatenerfassung
 - b) statistische Optimierung dank automatisierter Gewinnung großer Messpunktmengen
- Anpassung und Automatisierung der geometrischen Maschinenabnahme speziell für nichtkartesische Achsanordnungen
- Generische Konfektionierung anwendungszugeschnittener Kinematikstrukturen
- Zielgerichtete Berücksichtigung von Nachgiebigkeiten der Strukturelemente und Antriebsachsen in einem dynamischen Steuerungsmodell
- Regelungstechnischer Umgang mit den Kopplungseffekten bei nicht orthogonal wirksamen Achsantrieben
- Praktikable Dämpfungsstrategien für in Frequenz und Dämpfung veränderliche Struktur- und Regelungseigenfrequenzen
- Konventionelle und adprtronische Konzepte der hochsteifen Kleinstwegpositionierung

1.3.0.2 Technische Arbeitsziele

(Aus Antrag) Zur technischen Umsetzung hat das Projekt einerseits ein generisches Anpassgestell und andererseits den Prototyp eines aktiven Fußes zum Gegenstand.

Es wird in der Regel von einer horizontalen Anordnung der Maschine mit vertikaler Grundorientierung der Werkzeugspindel ausgegangen. In dieser Lage sorgt bereits das Eigengewicht der Mobilien Maschine für eine vertikale Klemmkraft in den fünf Montagepunkten. Das Anpassgestell überbrückt konstruktiv die Höhenebene dieser Montagepunkte (entspricht etwa der Höhe der gestellseitigen Strebengelenke) mit der Höhenebene der Aufstellfüße (entspricht etwa der Höhenebene der Werkzeugspitze). Diese räumliche Distanz ist durch ein gut **transportables Anpassgestell** so zu überbrücken, dass keine zusätzlichen horizontalen Nachgiebigkeiten eingebracht werden und die Gesamtstruktur optimal von der vertikalen Steifigkeit in den Kontaktpunkten zu einem massiven Großwerkstück profitiert.

Zentrales Element in diesem Anpassgestell werden vier horizontale Verstreben jeweils zwischen zwei Fußpunkten sein, in deren Neigung sich jede geänderte Aufstellposition abbilden soll. Deshalb wird hochauflösende Neigungssensorik in diese Verstreben integriert, bei denen durch Umschlagsmessung stets eine vollständige Offsetkompensation herbeigeführt werden kann.

Das aktorische Grundelement dieser adaptiven Struktur bilden **aktive Maschinenfüße**. Der aktive Freiheitsgrad dieser Füße besteht in einer extrem steifen Höhenverstellung im Kleinstwegbereich ($< 0.5\text{mm}$), größere Höhendifferenzen sollen durch Beilegematerialien überbrückt werden. Im Rahmen dieses Projekts sollen zunächst nur die statischen Kompensationsmöglichkeiten des aktiven Fußes thematisiert werden. Inwiefern auch dynamische Effekte mittels dieser Technik vorteilhaft zu Beeinflussen sind, kann Gegenstand anschließender Forschungsarbeiten werden. Ein grobes Anforderungsbild an einen solchen Fuß lässt sich zum gegenwärtigen Zeitpunkt wie folgt zusammenfassen:

- Kraftschlüssige Verbindung mit dem Werkstück durch elektromagnetische Anziehung oder konstruktive Einleitung einer externen Klemmkraft (Gewichte oder Klemmvorrichtung)
- funktionsintegrierte Kraftmessung der effektiven Strukturkraft
- Mikropositionierbare Höhenverstellung bei exakter vertikaler Linearführung
- Adapterbausatz für nicht kompensierbare Höhenunterschiede
- Vollständig gekapselte Steuerungseinheit

1.4 Voraussetzungen unter den das Projekt durchgeführt wurde

1.4.1 Wissenschaftlich-technischer Stand

Forschungsergebnisse der vergangenen Jahre kommen bezüglich der beschriebenen Situation zu einem zweiseitigen Ergebnis: einerseits wurde das modellbezogene Steuerungsschema bestätigt in dem Sinne, dass auch mit externer Regelung auf Basis zusätzlicher Sensorik bzw. Koordinatenmesstechnik bezüglich des TCP (kommerziell noch nicht verfügbar) die modellgestützte Ansteuerung der dezentral unterlagerten Achsregelkreise für dynamische Bewegungen unverzichtbar bleibt. Andererseits stehen inzwischen Modellierungs-, Simulations-, Identifikations-, Regelungs- und Berechnungskonzepte zur Verfügung, die auch deutlich komplexere Kinematiken modellbasiert gut beherrschbar machen. Die Genauigkeit von Robotern kann auf zwei verschiedenen Wegen erhöht werden. Zum Einen können die den Roboter definierenden Teile anders konstruiert werden, um die Steifigkeit des Systems zu erhöhen und so eine Verformung unter Last zu minimieren. Weiterhin kann die Fertigungsgenauigkeit der Teile erhöht werden, wodurch die geometrischen Fehler verringert werden können. Durch genaueres Zusammenfügen der Teile können geometrische Abweichungen zwischen einzelnen Exemplaren verringert werden. Diese Art der Verbesserung findet vor Einsatz des Roboters statt und wird deswegen Fehlerprävention genannt. Eine immer genauere Fertigung der einzelnen Teilkomponenten der Maschinen zieht allerdings erhöhten Produktionsaufwand nach sich. Außerdem sind der Erhöhung der Fertigungsgenauigkeit und der Bauteilsteifigkeit durch physikalische Gegebenheiten Grenzen gesetzt. Diesen Umständen Rechnung tragend, wurden Wege gesucht, wie die Maschinengenauigkeit durch andere Maßnahmen erhöht werden kann.

Dieser zweite Weg der Verbesserung der Maschinengenauigkeit wird Fehlerkompensation genannt. Auf diesem Weg wird die Genauigkeit der Maschine nach der Fertigung durch eine präzisere Modellierung des Kinematikverhaltens verbessert. Dazu werden die Maschinenbefehle verändert, um die Genauigkeit der Trajektorie zu erhöhen. Grundsätzlich kann die Fehlerkompensation durch zwei Herangehensweisen erreicht werden. Die Verfahren unterscheiden sich in modellbasierte oder konventionelle. Im letzteren Fall werden Fehler durch die Vorgabe von TCP-Korrekturwerten kompensiert. Bei modellbasierten Verfahren wird ein verbessertes Modell der Kinematik erstellt. Dieses Modell soll die Struktur der Kinematik so genau wie möglich wiedergeben. Abweichungen zwischen Modell und realem System sind auf parametrische Fehler des Modells oder strukturelle Abweichungen zur Kinematik zurückzuführen. Kann eine perfekte Modellstruktur unterstellt werden, müssen zur Fehlerkompensation die Modellparameter angepasst werden. Wird ein fehlerbehaftetes Modell unterstellt, muss für die Fehlerkompensation das

Modell selbst und deren Parameter korrigiert werden.

1.4.2 Stand der Forschung und Technik

Aufgrund seines interdisziplinären und funktionsintegrativen Charakters werden zahlreiche methodische Bereiche von dem Projektvorhaben berührt, die im Folgenden zunächst separiert aufgearbeitet werden. In direktem Bezug erfolgt eine Einordnung bisheriger Arbeiten und Beiträge des Antragstellers.

1.4.3 Stand im Bereich Sensorik

Für die Identifizierung von strukturellen Verformungen der Maschine nach einer Maschinenrepositionierung werden Sensoren, die an der Maschine angebracht werden, für die Ermittlung dieser Deformationen benötigt. Zum einen muss sichergestellt werden, dass die Stützen der Maschine wieder auf einem exakt gleichen Höhenniveau und im ursprünglichen Winkel zueinander stehen, wofür Neigungssensoren oder ein anderes Winkelmesssystem vorgesehen sind. Weiterhin soll zur Wiederherstellung einer definierten Belastungssituation für die Kinematikstruktur abgesichert werden, dass die Belastung der Füße nach jedem Wiederaufbau gleich groß ist, wofür ein geeignetes Kraftmesssystem in den Fußpunkten des Zwischengestelle erforderlich ist.

Um die Belastungen der Maschinenfüße zu messen, muss in diese ein Kraftmesssystem integriert werden. Am Markt verfügbar sind Kraftsensoren, die auf zwei unterschiedlichen physikalischen Prinzipien basieren. Zum einen sind das Sensoren auf Basis des piezoelektrischen Effekts. Diese Art der Sensoren erscheinen für den in diesem Antrag beschriebenen Anwendungsfall nicht geeignet, da die Sensoren nicht ausreichen langzeitstabil sind. Es sollen deshalb Sensoren auf Basis des piezoresistiven Effekts eingesetzt werden. Diese Sensoren haben den Vorteil, dass sie sich mit ihrer Langzeitstabilität sehr gut für das Vorhaben geeignet erweisen. In den Fußkonstruktionen der Stützen soll diese Kraftsensorik als 3D-Kraftaufnehmer integriert werden, sodass Lastveränderungen in allen Richtungen detektiert werden können. Eine Übertragung von Momenten durch die Füße ist durch konstruktive Lösungen weitgehend ausgeschlossen.

Da nicht davon ausgegangen werden kann, dass jede geringfügige Veränderungen der Aufstellfläche sich auch in entsprechend messbaren Lastveränderung der Maschinenfüße widerspiegelt, soll zusätzlich eine geometrische Veränderung der Aufstelllage explizit anhand der Neigung horizontaler Maschinenstreben zwischen den aktiven Füßen mit erfasst werden. Dazu werden Sensoren für die Neigungsmessung benötigt, die auch geringste Neigungsveränderungen durch eine entsprechende Messauflösung erfassen können.

Die als Automatisierungsabaugruppe am Markt erhältlichen Sensoren zur Neigungsmessung

bieten nur unzureichende Genauigkeit. Deshalb wird hier auf die Lösungen von spezialisierten Anbietern zurückgegriffen. Es kommen bei diesem Projekt mit Hinblick auf die Genauigkeit zwei Lösungen in die engere Wahl. Eine sehr hohe Auflösung und Genauigkeit bieten Laser-Interferometer. Die durch unterschiedliche Laufzeiten hervorgerufene Interferenz eines Lasers wird genutzt, um den Winkel zwischen einem Reflektor und einem Winkelinterferometer zu bestimmen. Auf diese Weise lassen sich auch Winkel im einstelligen μ° -Bereich messen. Dem entgegen steht eine relativ große Baugröße des Systems gegenüber den anderen Verfahren sowie die hohen Anschaffungskosten dieser Messtechnik. Außerdem ist der Lasermesskopf nicht für hohe Vibrations- und Schockbelastungen ausgelegt, sodass dieser während des Betriebes abmontiert werden muss.

Es bleibt der Einsatz von Sensoren, die die Neigung über die Auslenkung eines massebehafteten Pendels anhand des Gravitationsvektors messen. Diese Sensoren sind schockresistent und bieten z.T. hohe Genauigkeit. Deren begrenzte Bauform und Kosten erlauben es zudem, diese Sensoren direkt in die Maschine zu integrieren. Die konstruktive Integration soll dabei so erfolgen, dass durch Umschlagsmessung Offsetfreiheit hergestellt werden kann. Da das Konzept die Wiederherstellung einer ursprünglich definierten Lage vorsieht, lassen sich auch Skalenfehler weitgehend ausschließen

Um die Ergebnisse des Ausgleichs der Unebenheiten des Untergrundes bewerten zu können, muss die Maschine in verschiedenen Kalibriermessungen validiert werden. Dafür werden spezielle Messtaster benötigt, die es ermöglichen, die Werkzeugmaschine zur Vermessung von definierten Referenzobjekten im Raum zu nutzen. Aus der Vermessung von mehreren Referenzobjekten kann wiederum das kinematische Modell der Maschine numerisch bestimmt werden. Die momentan zur Kalibrierung eingesetzten Messtaster haben den Nachteil, dass eine Antastung der zu vermessenden Objekte technologisch bedingt nur in exakter x/y-Richtung und in z-Richtung des Messtasters erfolgen darf. Bei der Antastung aus anderen Richtungen wird wegen des undefinierten Auslöseweges vom Hersteller keine Messunsicherheit angegeben. Das schränkt die nutzbaren Freiheitsgrade deutlich ein bzw. es muss mit erhöhten Unsicherheiten der Messergebnisse bei Antastung aus beliebigen Raumrichtungen gerechnet werden. Durch neue Ansätze durch die Verwendung von Messtastern auf der Basis von piezoresistiven Elementen [Dai+10] ist es nun möglich, den Messtaster zur Antastung aus beliebigen Richtungen zu benutzen. Um im Rahmen dieses Projekts auch kleinste Lage- und damit Modellabweichungen der Maschine feststellen zu können, soll ein solcher Messtaster eingesetzt und evaluiert werden.

1.4.4 Stand im Bereich Aktorik

Zweckmäßig werden als Aktoren für das Stellen von Wegen bei Werkzeugmaschinen rein elektromechanische Antriebslösungen eingesetzt. Im Fall der mobilen parallelkinematischen

Werkzeugmaschine handelt es sich durch AC-Servomotoren angetriebene Kugelumlaufspindeln. Im Projektvorhaben werden Aktoren für das Ausgleichen von Unebenheiten benötigt. Da im Vorfeld des Projektvorhabens noch nicht vollständig abzusehen ist, welche Stellwege und Steifigkeiten benötigt werden, kann noch keine konkrete Auswahl bezüglich des eingesetzten Aktors getroffen werden. Es kann dabei in erster Linie auf klassische Antriebslösungen, wie rotatorische Servomotoren mit Umsetzung in translatorische Bewegungen, zurückgegriffen werden. Vorteilhaft an dieser Technik ist, dass sich auch große Verfahrswege bei gleichzeitig hoher Dynamik realisieren lassen. Noch höhere Dynamik und Steifigkeit ist durch eine getriebelose Ausführung in Lineardirektantriebstechnik erreichbar. Hier zeichnet sich aber bereits eine extrem ungünstige Energiebilanz bei permanent maximale Haltekräfte übertragenden Stellelementen ab.

Weiterhin in Frage kommen hydraulische Antriebslösungen. Dabei werden die Verfahrswege durch den in einem Hydraulikzylinder wirkenden Druck realisiert. Das Antriebssystem kann dabei örtlich aufgeteilt werden, sodass die hydraulische Energie von einer abgesetzten Hydraulikpumpe bereitgestellt wird. Dadurch ergeben sich Gewichtsvorteile am Aktor selbst, da der Aktor selbst sehr kompakt ausgeführt werden kann. Von Nachteil ist die temperaturabhängige Übertragungs- und Steifigkeitscharakteristik dieser Stellelemente.

Als eine neue Entwicklung der letzten Jahre auf dem Gebiet der Antriebslösungen haben sich Piezoantriebe etabliert. Grundelement dieses Abtriebs ist ein piezokeramisches Element, das sich beim Anlegen einer Spannung verformt. Diese extrem energiedichte, aber nur geringfügige Verformung wird durch geeignete mechanische Konstruktionen vervielfacht bzw. in eine rotatorische oder translatorische Bewegung umgesetzt. Von Vorteil ist die hohe Systemdynamik bei gleichzeitig hoher Positioniergenauigkeit. Inwiefern sich eine solche Antriebslösung für das Projektvorhaben eignet, muss bei Vorliegen der genauen Anforderungen entschieden werden. In einem schmalen Anforderungsbereich kommen hierbei zu Anpassung des Weg-Kraft-Verhältnisses auch Getriebelösungen in Frage, die auf scharnierfreien Hebelanordnungen beruhen [H11].

1.4.5 Stand im Bereich Regelungskonzepte

1.4.5.1 Methodik des Regelungsentwurfs

Die Echtzeitsimulation ist ein Sonderfall der Simulation systemdynamischer Modelle. Der Fokus liegt hier zunächst auf der Rechtzeitigkeit der Bereitstellung von Ergebnissen, d. h. alle notwendigen Berechnungen müssen innerhalb einer festgesetzten Zykluszeit, die der simulationsbezogenen Realzeit entspricht, abgeschlossen sein. Dies eröffnet die Möglichkeit, dass die Simulation in Wechselwirkung mit einem realen System tritt, was sich z. B. als ein Benutzer, eine Maschine, ein Messsystem oder eine Steuerung/Regelung darstellen kann.

Die erreichbare Zykluszeit wird bestimmt durch die Art des Modells, der verwendeten Lösungsverfahren und der Leistungsfähigkeit der Hardware. Diese Zykluszeit muss den Anforderungen des angekoppelten Prozesses entsprechen. Als eine spezielle Art von Echtzeitsimulation wird durch entsprechende Signalschnittstellen eine Wechselwirkung zwischen einem realen und einem simulierten Teilsystem ermöglicht. Hier kann zwischen „Rapid Control Prototyping“ (RCP = simulierter Regler, reale Regelstrecke) während der Entwurfsphase und „Hardware-in-the-Loop“-Simulation (realer Regler, simulierte Regelstrecke) in der Evaluierungsphase des Entwicklungsprozesses unterschieden werden. Die Echtzeitsimulation bildet somit eine wichtige methodische Grundlage für den geschlossenen mechatronischen Entwurfsprozess. Rapid Control Prototyping mit automatischer Codegenerierung hat sich aus diesem Grund in den vergangenen Jahren zu einer in der Industrie etablierten Vorgehensweise für den Algorithmenentwurf von Steuerungs- und Regelungskomponenten sowie Systemen etabliert. Die enormen Vorteile stehen dem nicht zu vernachlässigenden Aufwand beim Entwurf bzw. der Modellierung des Zielsystems gegenüber. Dies eröffnet zahlreiche Möglichkeiten für die Verwendung der Modelle in allen virtualisierten Entwurfsschritten (Rapid Control Prototyping, Target Programmierung, Hardware-in-the-Loop Simulation) eines mechatronischen Entwurfsprozesses [VDI04]. Zur Umsetzung dieser Strategie hat der Antragsteller bereits umfassende Vorarbeiten geleistet, insbesondere am Beispiel parallelkinematischer Strukturen [Mei06]. Dies betrifft einerseits die erfolgreiche Übertragung objektorientierter Modelle aus der Simulationsumgebung Dymola in die Echtzeitumgebung von Matlab/Simulink xPC-Target [KM06b; KM06a], als auch die Implementierung der erforderlichen Schnittstelle SERCOS zur Ansteuerung von Antriebsreglern [Kra+05; KSZ11][Wag05; Zim10].

Aus einer intensiven Zusammenarbeit mit der Firma Bernecker + Rainer Industrie Elektronik Ges.m.b.H., die sich als junges österreichisches Unternehmen mit der Entwicklung und Produktion von Steuerungen, Industrie-PCs und Software weltweit etabliert hat, wurde in weiteren Projekten die Funktionalität der automatischen Codegenerierung aus Matlab/Simulink für deren OEM-Hardware evaluiert und erfolgreich eingesetzt.

Die wissenschaftliche Arbeit auf dem Gebiet der mechatronischen Methodik besitzt stark applikativen Charakter. Insofern ergibt sich aus dem Neuheitsgrad des mit diesem Projekt formulierten Vorhabens kaum thematisch unmittelbar anküpfende Literatur. Bezüglich des sich im allgemeinen vollziehenden Wandels hin zu durchgehend rechnergestützten Entwurfsverfahren, die im Regelfall (Echtzeit-)Simulationen systematisch beinhalten, sei auf die regelmäßig stattfindenden Tagungen und Konferenzen bzgl. Mechatronik bzw. Simulation verwiesen [Hau06; Bac08; Cla11; Dud08; Dud09; Dud10; Dud11; Rob08; CJ09; BCJ11; Toe+13].

1.4.5.2 Statische Lageregelung

Die Herausforderung einer statischen Lageregelung/Positionsregelung von Systemen auch im Mehrachsenfall ist ein bereits vielfach gelöstes Problem. Unter statisch wird hierbei verstanden, dass der Lagefehler im Maschinenstillstand oder bei quasistationären Bewegungen kompensiert wird. Bei Vorliegen eines extern gewonnenen geometrischen Referenzsignals wird der Ansatz über einen globalen Lageregler mit dezentralisiert unterlagerten, kaskadierten Geschwindigkeitsreglern für die Stellwege der Aktuatoren angewandt. Der Grad der Komplexität des globalen Lagereglers ist im Wesentlichen abhängig von den zu regelnden Freiheitsgraden sowie der verwendeten kinematischen Struktur und der Anzahl der aktiven Achsen.

Im vorliegenden Fall besteht die Anforderung in der Wiederherstellung einer gemeinsamen Ebene für alle Fußpunkte und dem überlagert in einer Ausregelung von zwei Freiheitsgraden dieser Bezugsebene für die Gesamtmaschine (Rotation um die beiden horizontalen Kippachsen) im Raum. Bezüglich der geometrischen Auswertung und Evaluierung der hierfür verwendeten Neigungsmessdaten kann auf unmittelbare Kompetenzen seitens des Antragstellers zur Identifikation tatsächlicher Rotationsachsen zurückgegriffen werden [KS08; KS10],[Sch09; Ung11].

In der Betrachtung des aktiven Zusatzgestells entspricht der Ansatz der Kinematik einer parallelkinematischen Grundstruktur mit zu berücksichtigenden Nachgiebigkeiten. Wird diese Parallelkinematik als steifes System betrachtet, so existiert für das inverse kinematische Problem eine nichtlineare algebraische Lösung [Kra05]. Da jedoch an das Gesamtsystem eine erhöhte Anforderung bezüglich seiner Mobilität gestellt wird, ist die Gesamtkonstruktion nicht zwangsläufig eigensteif auszuführen, sondern auftretende Nachgiebigkeiten bei der Fixierung zum Werkstück sind zu berücksichtigen bzw. auszuregeln. Damit ergibt sich zwangsläufig ein erhöhter Aufwand in der Entwurfsphase einer regelungsbasierten Kompensation dieser Deformation. Hierin besteht ein maßgeblicher wissenschaftlicher Anspruch dieses Projektes für den Antragsteller. Andererseits kann auch hier auf besondere Erfahrungen aus der mehrachsigen Kippregelung bei Tiefziehprozessen durch orthogonalisierte Regler seitens der Partnerunternehmens (u.a. [NSK00]) und auch seitens Fraunhofer IWU (u.a. [NKH05]) zurückgegriffen werden.

1.4.5.3 Dynamische Regelungskonzepte

Die Betrachtung und Ausregelung von dynamischen Effekten bei Werkzeugmaschinen gehört als hochperformanter Einzelachsauslegung zum Stand der Technik im industriellen Umfeld und ist als Mehrachsregelung unter dem Titel „Operational Space Control“ Gegenstand der akademischen Lehrbuchliteratur [Cra89; SS96; SK08]. Im Wesentlichen erfolgt die Regelung durch die Berücksichtigung von achsspezifischen Einflüssen direkt im Antriebsteil der betrachteten Achse. Eine globale Ausregelung von dynamischen Effekten in der Werkzeug-

maschinensteuerung selbst findet trotz der verfügbaren theoretischen Grundlagen aufgrund der modularen Dezentralisierung in Einzelachsregler und der damit einhergehenden erreichbaren Zyklus- und Latenzzeiten des verwendeten Antriebsbussystems sowie des erheblichen Entwurfs- und insbesondere Implementierungsaufwandes demgegenüber bisher nahezu keine Anwendung. Von diesen Beschränkungen unberührt soll im vorliegenden Projekt auch eine Ausregelung von dynamischen Laständerungen im unteren Hertzbereich durch das adaptive Zwischengestell selbst betrachtet werden. Bezüglich des Implementierungsaufwands wurden im KIMONO-Projekt bereits umfassende Voraussetzungen geschaffen (siehe Abschn. 1.4.5.1).

Da sich mit dem Einbringen von zusätzlichen Strukturen in eine bestehende Maschinenstruktur zusätzliche Eigenfrequenzen ausbilden, die im konventionell regelungstechnisch nicht erfassten Frequenzbereich liegen werden, bleibt die Vermeidung der Neigung zu schwach gedämpften Eigenschwingungen ein entscheidendes konstruktives Entwurfskriterium.

Der Effekt der Struktureigenschwingung ist konstruktiv beherrschbar bei der weitgehend entkoppelten Struktur kartesischer Achsanordnungen. Für Parallelkinematiken als geregeltes Gesamtsystem ergeben sich jedoch zusätzliche Aspekte. Ursache hierfür ist die nicht orthogonale Anordnung der Antriebsachsen. Gerade bei den vorgesehenen richtungsgleichen Anordnung der Stellantriebe in den Maschinenfüßen bildet der Massenpunkt der Gesamtmaschine ein virtuelles Gelenk für die gegenseitige Übertragung dynamischer Beanspruchungen aus. Dies führt zu einer gegenseitigen Störbeeinflussung aller Antriebe und ggf. zu einer veränderlichen Regelstreckencharakteristik bezüglich einer einzelnen Antriebsachse. Damit kommt es im höherfrequenten Bereich zu Effekten, wie sie bei Werkzeugmaschinen mit Achsverbänden in Gantry-Anordnungen bereits bekannt sind und dort einen erhöhten Energie- bzw. Leistungsbedarf bewirken. Deren Berücksichtigung ergibt eine Beschränkung der tatsächlich erreichbaren Regelgüte in den Antrieben, die deutlich unter der theoretischen Leistungsfähigkeit einer einzelnen Antriebsachse bei vergleichbarer Last liegt. In Mehrgrößenregelungskonzepten (siehe oben) können derartige Fehlereinflüsse modellbasiert minimiert werden. Seitens des Antragstellers gibt es eigene, konsequent modellbasierte Beiträge zum Umgang mit derartigen Effekten [Mei06; Sch11][KM06a; KM07], inwieweit diese höherfrequenten Kopplungseffekte in der hier vorgesehenen Anwendung tatsächlich nachteilig wirksam werden, muss zunächst durch entsprechende Untersuchungen festgestellt werden.

1.4.6 Planung und Ablauf des Vorhabens

Das Projekt gliederte sich in fünf große Arbeitspakete. Die jeweiligen Arbeitspakete legten gewissermaßen die Etappen für die Erreichung der Zielstellung fest. Innerhalb dieser Etappen kam es immer wieder zu einer Anpassung bzw. Weiterentwicklung in Richtung einer sinnvollen

Systemlösung.

- Anforderungs-Klassifikation und -Spezifikation
- Mechatronischer Entwurf der Kopplung zwischen Werkstück und Maschine
- Aktives Zwischengestell und Steuerungsintegration
- Erstellung eines Transportkonzeptes
- Demonstrator konstruktion und Integration von Teilkomponenten

Durch diese Strukturierung gelingt eine geeignete Fokussierung auf technologische Kernprobleme und gleichzeitig eine Separierung in Teilaspekte, die sich besser den spezifischen Kompetenzen und Projektinteressen der jeweils mitwirkenden Partner zuordnen lassen. Über die Arbeitspunkte und Arbeitsetappen hinaus war das Projekt in vier Meilensteine unterteilt, wobei jeder Meilenstein den Abschluss einer wesentlichen Projektphase markierte.

Im Rahmen des Forschungsprojektes ergibt sich als ein wichtiges wissenschaftlich/technisches Arbeitsziel die genaue messtechnische Erfassung der mechanischen Zustände an den Kopplungspunkten zwischen Maschine und Werkstück. Für eine bessere Einschätzung der benötigten Aktuatoren wurden daher an Teilmodellen Versuche durchgeführt, bei denen ein besonderes Augenmerk auf die Neigungsmesstechnik gelegt wurde. Die Versuche haben gezeigt, dass sich neben ruckartigen Antriebsbeschleunigungen in experimenteller Betrachtung die Kombination von Frässpindelmotor und Fräser mit hohen Kontaktkräften als ursächliche Quelle für die Anregungen der Eigenfrequenzen heraus stellt. Beim Schneideneintritt schlägt die Schneide entsprechend den geometrischen Kontaktbedingungen auf das Werkstück auf und hebt einen Span ab. Dies kann im einfachsten Fall als ein Rechteckimpuls aufgefasst werden. Entsprechend werden damit alle Frequenzen angeregt und die Maschine antwortet darauf mit Schwingungen in ihren Eigenfrequenzen, die zu hohen Beschleunigungen in einzelnen Strukturelementen führen. Gleichzeitig besteht im Bezug auf die Neigungsmesstechnik die Anforderung an eine hoch genauen Erfassung der Neigung der Maschine gegenüber dem Gravitationsfeld der Erde, was nur durch eine hohe Empfindlichkeit des Sensors gewährleistet werden kann. Da diese beiden Kriterien mit der am Markt verfügbaren Neigungsmesstechnik nicht umsetzbar sind, wurde als Lösung für diese Problemstellung festgelegt, dass diese Beschleunigungen entsprechend zu reduzieren oder sogar zu tilgen sind. Recherchen im Bereich Aktuatoren haben gezeigt, dass lediglich zwei potenzielle Energieformen für die Positionierung anbieten. Zum einen kommen fluidbasierte Aktuatoren und zum anderen elektromechanische Aktuatoren in Frage. Die Vorteile der fluidbasierenden Aktuatoren liegen in im einem sehr guten Volumen/Kraftverhältnis für den reinen Positionierbetrieb. Gleichzeitig bieten diese die Möglichkeit, über eine gezieltes Anordnen von Druckkammern die Steifigkeit in Bewegungsrichtung im statischen Betrieb zu erhöhen.

Daher wird aktuell der Einsatz von fluid basierten Aktuatoren bevorzugt untersucht, um mittels eines fluidbasierenden Dämpfungssystems die dynamischen Kräfte breitbandig zu bedämpfen. Dazu laufen aktuell im Rahmen einer wissenschaftlichen Arbeit mit dem Thema „Simulation eines neuartigen fluidbasierenden Dämpfungskonzeptes für Werkzeugmaschinen.“ entsprechende Untersuchungen. [Mar13] Wie im Zwischenbericht für das Projektjahr 2013 dargelegt, hat sich als wesentliche Problemstellung die Bekämpfung der dynamischen geometrischen Abweichungen (Moden) herausgestellt, deren Ursache die Anregung in den Eigenfrequenzen durch die zwangsweise auftretenden rechteckförmigen Kraftsprünge bei der Spanabtragung ist. Dazu erfolgten im Rahmen einer wissenschaftlichen Arbeit mit dem Thema „Simulation eines neuartigen fluidbasierenden Dämpfungskonzeptes für Werkzeugmaschinen.“ entsprechende Untersuchungen. Die Ergebnisse zeigen, dass ein entsprechendes fluidbasierendes Dämpfungssystem die dynamischen Kräfte grundsätzlich breitbandig bedämpfen kann, es jedoch im Rahmen dieser Arbeit nicht möglich war, ein Simulationsmodell zu entwerfen, das die physikalischen Zusammenhänge ausreichend genau beschreibt. Ursache für die unbefriedigenden Ergebnisse ist der Sachverhalt, dass es sich bei dem neuartigen Ansatz für einen Fluidbasierten Dämpfer (der im Übrigen bei Nachweis der Funktion patentwürdig ist.) um höchst komplexe Zusammenhänge handelt, welche durch hyperbolische partielle Differenzialgleichungen beschrieben werden, die zugleich Aufgrund von gekoppelten Randbedingungen algebraische Schleifen innerhalb des Differenzialgleichungssystems aufweisen. Zwar sind prinzipiell Modelle dieses Typs simulierbar, jedoch gestaltet sich die Validierung ohne verfügbares Vergleichsmodell als sehr problematisch. [Mar14] Im Ergebnis müsste die Entwicklung von Anbeginn von heuristisch-explorativen Experimentaluntersuchungen begleitet werden, der Aufwand und Umfang sich im Rahmen des Projekts PENTAKEL nicht darstellen lässt. Wie im letzten Zwischenbericht dargelegt erfolgten Untersuchungen die eine Strukturversteifung mittels zusätzlicher Knoten und Kanten in der Gestell-Geometrie analysierten. Eine maßgebliche Verbesserung der Steifigkeit der Maschinenkonstruktion durch diese Maßnahme konnte nachgewiesen werden und wird vom Projektpartner als praxistauglich eingestuft und umgesetzt. Auf Basis der erhöhten Steifigkeit der Maschinenkonstruktion konnte im nachfolgenden Schritt, eine wesentlich einfachere, günstigere und damit robustere Konstruktion des adaptiven Gestells erfolgen. Mittels Untersuchungen durch FEM-Simulation (Finite-Elemente-Methode-Simulation) der möglichen Konstruktionen für das adaptive Gestell gaben weiteren Aufschluss über das statische und das dynamische Verhalten. Dabei erwies sich eine einfache Konstruktion aus 4 Hubsäulen sowie einer starren Säule als ausreichend, da sowohl mechanische Spannungen im Material, als auch resultierende Verformungen innerhalb der Material- und Spezifikationsgrenzen blieben. Die so entworfene Konstruktion wurde in einem Prototyp/Demonstrator umgesetzt. Dieser ermöglicht es, unterschiedliche Regelungskonzepte zu validieren und deren Regelgüte untereinander zu vergleichen. Hier kann fest-

gehalten werden, dass für die Positionsregelung aufgrund der Überbestimmtheit des Systems eine unterlagerte Kraftregelung nicht nur sinnvoll, sondern zwingend notwendig ist. Daher kann die Erfassung der für die Regelung notwendigen Kräfte entweder direkt mittels Kraftaufnahmen unter allen aktiven Säulen erfolgen (Antriebskräfte der Hubsäulen wegen Reibungseinflüsse ungeeignet) oder auch indirekt in den kraftaufnehmenden Elementen über deren inhärente Verformungen und Spannungen. Der Kraftregelung für die Säulen wurde eine Positionsregelung überlagert. Die so entstehende kaskadierte Regelungsstruktur erfordert zwangsläufig, dass die unterlagerte Regelung eine wesentlich geringe Zeitkonstante aufweisen muss. Auf Grundlage von Versuchen konnte ein Faktor von $0,2 \dots 0,25$ zwischen den jeweiligen Zeitkonstanten als sinnvolle und praktikable Größe identifiziert werden. Für die überlagerte Positionsregelung konnte, mit dem Kompromiss einer Regelungsiteration, ein Konzept entwickelt werden, das es erlaubt die Neigung in allen Raumrichtungen mit nur einem eindimensionalen Neigungssensor zu erfassen, indem die Spindel für einen Orientierungswechsel des Neigungssensors genutzt wird.. Dieses Konzept beruht auf der Ausnutzung der hochpräzisen Spindellagerung und einer steifen mechanischen Kopplung zwischen Neigungssensor und Spindel im Messbetrieb. Hierzu wurde ein prototypischer Aufbau eines mobilen Neigungssensors realisiert. Jedoch konnte dieses Prinzip im Rahmen der Ausführung des Demonstrators nicht integriert werden, da die genannte hochpräzise Spindellagerung aufgrund von zusätzlichen hohen Kosten für eine Spindel nicht als Demonstatorelement sinnvoll umsetzbar war (nur Gestellnachbildung). [Mar15]

2 Darstellung der Arbeit und Ergebnisse

2.1 Zahlenmäßiger Nachweis der wichtigsten Positionen

Im folgenden erfolgt der zahlenmäßige Nachweis der kosten-technisch signifikantesten Positionen auf Basis des Zuwendungsbescheides und des dem Projektträger vorgelegten Endnachweises. Einen detaillierteren Einblick liefern dabei die jeweiligen Zwischennachweise als auch der ausführliche Endnachweis.

Tabelle 2.1: Auflistung der kosten-technisch signifikantesten Positionen

Position	Kosten nach Zuwendungsbescheid [€]	Kosten nach Endabrechnung [€]
Gesamtfinanzierungsplan		
0812 Beschäftigte nach E12 E15	211.835,38	207.683,15
0850 Gegenstände über 410 /400 €	26.841,92	27.259,61
0831 Gegenstände bis 410 /400 €	6.984,61	6.440,60

0812 Beschäftigte nach E12 E15 Diese Position beinhaltet die Kosten für zwei wissenschaftliche Angestellte mit akkreditiertem Master-Abschluss, welche in die Entgeltgruppe E13 fallen. Die Anstellung des ersten Mitarbeiters erfolgte vom 01.01.2013 bis einschließlich zum 31.03.2016. Im weiteren Projektverlauf wurde vom 01.04.2015 bis 31.03.2016 ein weiterer wissenschaftlicher Mitarbeiter mit einer halben Stelle also 50 von 100 eingestellt. Die von den Mitarbeitern geleistete wissenschaftliche Arbeit ist dabei auszugsweise ab Abschnitt 2.2 dargestellt.

0850 Gegenstände über 410 /400 € Zu dieser Positionen gehören Geräte, welche bereits in der Projektplanungsphase benannt wurden. Im wesentlichen sind hier die hochpräzisen Neigungssensoren der Firma Messwelk (vgl. 2.2.3), ein Blum Messtaster zum Einmessen

der Werkzeugmaschine, sowie Steuerungskomponenten zu nennen.

0831 Gegenstände bis 410 /400 € Die hier entstandenen Kosten stehen im wesentlichen im direkten Zusammenhang mit Position 0850 und beinhalten Kosten für messtechnische Aufgabenstellungen und Versuche wie z.B. Dehnmessstreifen und Drucksensoren, Elektronische Komponenten für die Auswertung und Konditionierung von Mess- und Stellsignalen, sowie Komponenten zur Herstellung der entsprechenden digitalen Schnittstellen.

2.2 Mechatronischer Entwurf adaptives (Demonstrator)-Gestell

Schon kleine Änderungen in der Ausrichtung einer Bearbeitungsmaschine können dazu führen dass sämtliche Werkmaterialien die an diesem Gerät gefertigt wurden unbrauchbar sind. Deshalb muss vermieden werden, dass größere, externe Kraftweirwirkungen eine Auswirkung auf die Position haben können. Daraus resultiert, dass Werkzeugmaschinen in ihrer Ausrichtung und Befestigung sehr robust sein müssen. Je nach Art der Beschaffenheit des Untergrunds ist für die Positionierung unterschiedlich viel Zeit nötig. Abhängig von der Art der Maschine sind die Anforderungen an Vermessungsarbeiten und entsprechende Konfigurationen des Gestells/des Maschinenfußes verschieden. Roboterarme, die in Automobilfabriken Montagearbeiten durchführen, sind in der Regel fest am Boden montiert oder auf einem Gleis angebracht. Nach einmaliger Analyse des Bodenprofils wird die Basis der Maschine daran angepasst und nach dem Aufbau sollen vorerst keine weiteren Änderungen erfolgen. Im Gegensatz dazu gibt es Maschinen, die nur einen kurzen Zeitraum an einem Ort arbeiten. Zum Beispiel werden bereits auf Offshore-Anlagen derartige Geräte zur Instandhaltung eingesetzt, deren Einsatz in einem kleinem Zeitrahmen stattfindet [Sch]. Sie werden nur kurzfristig auf der Plattform benötigt und deshalb nicht dauerhaft angebracht. Ein Dienstleistungsunternehmen, das sich auf die Durchführung entsprechender Arbeiten spezialisiert hat, stellt die Geräte bereit. Ein Problem, dass bei der Verwendung von mobilen Werkzeugmaschinen auftreten kann, ist die Aufrechterhaltung der Genauigkeit. Es bestehen Unebenheiten im Boden bzw. stets existiert eine Neigung und die Maschine ist daran anzupassen, um die Präzision des Systems beizubehalten. Notwendige Planung sowie praktische Umsetzung und Korrekturen vor Ort machen diesen Ansatz sehr kostspielig, weswegen eine Alternative erwünscht ist wird. Ein Anpassgestell soll als ein zusätzliches System zwischen der Werkzeugmaschine und dem Untergrund eingesetzt werden. Anstatt die Basis des Gerätes an die Bodenbeschaffenheit anzupassen, wird die Maschine auf einem Gestell platziert, welches mithilfe von verstellbaren Füßen die gewünschte Position einnimmt. Abhängig von der benötig-

ten Ausrichtung soll durch eine implementierte Regelung ein variabler Neigungswinkel erreicht oder der Neigungsgrad $\alpha = 0^\circ$ eingenommen werden. Das Gestell wird vor Ort eingestellt und ermöglicht die Erfassung und Speicherung der momentanen Lage. Der daraus gewonnene Vorteil besteht darin, dass lediglich eine Anpassung des Gestells erfolgt, nicht des Arbeitsgerätes. Die folgenden Arbeiten widmen sich der Planung und Regelung eines solchen Robotergestells, sowie der Erarbeitung und Test eines konstruierten Demonstrators. Notwendige Eigenschaften des Systems werden anhand der gegebenen Randbedingungen ermittelt, woraus ein Konzept für die notwendige Hardware und Software abgeleitet wird. Um eine effiziente Verfahrensweise des Gestells zu ermöglichen, wird eine Regelung entworfen, welche an die eingesetzten Aktoren angepasst werden muss. Damit die theoretisch ermittelten Ergebnisse bestätigt werden können, erfolgte daraufhin die Ausarbeitung und Realisierung eines Modells. [Boh+16]

2.2.1 Spezifizierte Randbedingungen

Um die Validierung des Regekonzepts zu ermöglichen, wird ein Modell des Gestells realisiert. Die vorgegebene Grundfläche soll ein Pentagon mit einer Kantenlänge zwischen 1,2 bis 2,3 Meter sein. Das gesamte System muss auf unebenen Untergrund stehen können und dabei Werkzeugmaschinen tragen, die ein maximales Eigengewicht von bis zu 1000 kg besitzen. Die Funktionsfähigkeit der Gestells soll auch unter Einwirkung externer Störgrößen bestehen bleiben. Aus dem Einsatz in der industriellen Umgebung ergeben sich Temperaturen zwischen $0^\circ C$ und $50^\circ C$, eine Luftfeuchte bis zu 90% sowie Schutz-, Staub- und Spritzwassereinflüsse. Damit die Maschine im Rahmen dieser Bedingungen normal funktioniert muss die Mess- sowie Leistungstechnik dafür ausgelegt sein. Weiterhin muss jegliches elektrotechnisches Bauteil geschützt sein, weshalb ein zusätzliches Gehäuse für die Hardware der Regelungs-/Steuerungstechnik bereitgestellt werden muss. Um die Flexibilität des Demonstrationssystems zu erhöhen sollten Aktoren elektrisch mit derselben anliegenden Spannung betrieben werden, wie auch die Werkzeugmaschine.

2.2.2 Konstruktion

Gemäß der in Kapitel 2.2.1 aufgeführten Randbedingungen sind die Abmessungen der Konstruktion mit einer Kantenlänge von $1200mm$ bis $2300mm$ gegeben. Weiterhin soll die Konstruktion eine fünfeckige Grundform besitzen und über fünf Beine verfügen. Die Konstruktion des Simulationsmodelles erfolgt mit der CAD-Software SolidWorks 2014. Um das Gestell durch die Beine zu bewegen wurden diese durch elektrische Hubzylinder ausgeführt. Diese komplexe Geometrie eignete sich aber nicht, um Sie in die CAD-Software zu übernehmen. Daher war es nötig, die Hubsäulen durch eine einfachere Geometrie zu approximieren. Daher entstand fol-

gendes Modell für die Hubsäulen: Weiterhin musste analysiert werden, ob das geschlossene



Abbildung 2.1: Hubsäule

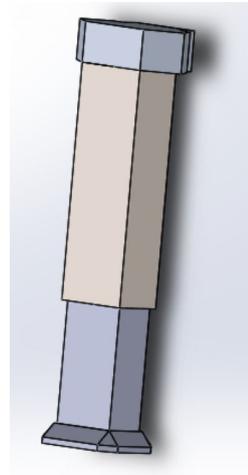


Abbildung 2.2: CAD-Modell der Hubsäule

Fünfeck stabil genug ist, um auf dessen Basis die statischen und dynamischen Analysen durchzuführen. Dabei zeigte sich im Rahmen der FEM-Simulation, dass sich das Gestell bei einer statisch einwirkenden Belastung von oben nach innen neigen würde. Grundsätzlich kann dieser Effekt durch eine zusätzliche Verstrebung im Innenraum soweit reduziert werden, dass die Verformungen sich in den gesetzten Tolleranzen bewegen. Weiterhin sind ein wesentlicher Aspekt bei der Modellierung die spätere kraft- und/oder formschlüssigen Verbindungen. Grundsätzlich wurde hierbei die entsprechend stark belasteten Verbindungen als Schweißverbindungen definiert. Nach dieser Spezifikation entstand das in Abbildung 2.2 dargestellte CAD-Modell.

Nach der Auswertung entsprechender Versuchsreihen aus der FEM Simulation konnte dann die notwendigen Materialien bestimmt werden. Für die Versteifungen des Gestelles wurden Aluprofile in der Größe 80x80mm vorgesehen. Für die Koppelbaugruppen zu den Hubzylindern wurde als Werkstoff ebenfalls Aluminium verwendet. Aufgrund der hohen Momentenabstützungen der Säulen wurde für diese Bauelemente der Werkstoff Stahl angenommen. Für die Analyse wurde das Gestell an den Unterseiten aller fünf Beine fixiert und im Rahmen der FEM-Analyse auf zwei verschiedene Arten belastet. Die erste Analyse wurde mit einer einwirkenden Belastung von 2000N pro Auflagefläche am Gestellfuß durchgeführt (vertikal). Dies entspricht einer montierten Maschine mit der Masse von 1000Kg mit einem zentralen Schwerpunkt.

Anhand von Grafik 2.4 ist zu erkennen, dass die gesamte Belastung von den Hubsäulen aufgenommen wird. Die auftretenden Spannungen liegen außerhalb des kritischen Bereiches. Die maximal aufgetretene Spannung liegt bei ca. $1,9e^{+5}$ wobei die maximal zulässige Spannung bei $6,2e^{+8}$ liegt. Der dabei ermittelte Sicherheitsfaktor liegt bei $7,7e^{+2}$. Daher ist davon auszugehen, dass die Konstruktion eine hohe Stabilität gegenüber vertikal einwirkender Belastung besitzt.

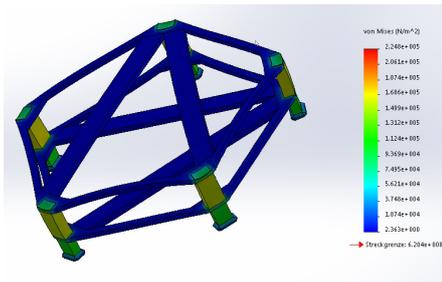


Abbildung 2.3: Spannung bei vertikaler Belastung

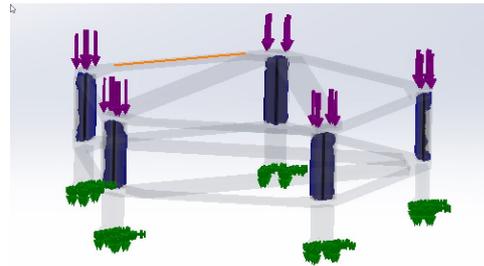


Abbildung 2.4: Spannungsverteilung bei vertikaler Belastung

Die zweite Analyse wurde mit einer Belastung von 5000N pro Auflagefläche und zusätzlich einer seitlichen (horizontal) Belastung von 2000N durchgeführt.

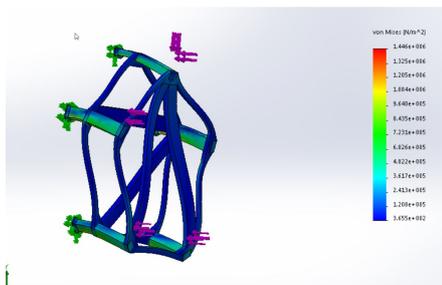


Abbildung 2.5: Spannung bei vertikaler Belastung

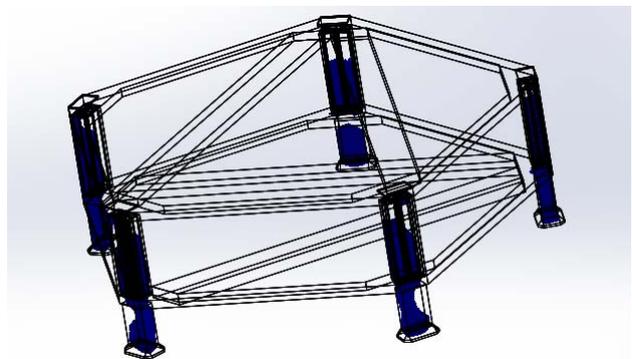


Abbildung 2.6: Spannungsverteilung bei horizontaler und vertikaler Belastung

Anhand von Grafik 2.6 ist zu erkennen, dass die gesamte Belastung weiterhin von den Hubsäulen aufgenommen wird. Die maximal aufgetretene Spannung liegt bei ca. $1,4e^{+6}$, wobei die maximal zulässige Spannung bei $6,2e^{+8}$ liegt. Hierbei ist zu beachten, dass die Spannung durch die vertikale Belastung (2000N) und die höhere horizontale Belastung (5000N) nur um den Faktor Zehn zugenommen hat. Auch bei dieser Analyse wurde der Sicherheitsfaktor der Konstruktion bestimmt der bei $1,7e^{+2}$ liegt. Dieser Wert liegt immer noch weit entfernt vom Versagen der Konstruktion. Zusätzlich zu den FEM-Analysen wurde die Konstruktion in beiden Fällen weiterhin auf die Belastung durch Vibrationen der montierten Maschine analysiert. Diese Untersuchung ergab, dass keine beachtenswerte Belastung durch auftretende Vibrationen erzeugt wird. Daher wurde diese Belastung nicht weiter analysiert.

2.2.3 Sensorik

Bereits bei den grundlegenden Überlegungen zur Projektumsetzung erfolgte die Erkenntnis, dass für die Analyse der Aufstellsituation aufgrund der Überbestimmtheit des Systems unumgänglich ist, die jeweiligen Kräfte in den Füßen bzw. in den dazugehörigen Streben zu erfassen. Hierbei wurde zunächst auf die Kraftmessung mittels an den Streben der Füße angebrachten Dehnmessstreifen (DMS) orientiert. Dieser Ansatz erwies sich jedoch als hochgradig ortsabhängig bzgl. der optimalen Positionierung der DMS. Die wesentlichen Einflussfaktoren Querempfindlichkeit, Temperaturdrift, Zerlegung des gemessenen Kraftvektors in die Längs- und Querkomponenten. Speziell die Zerlegung in die Längs- und Querkomponenten führte zu nicht akzeptablen Einflüssen in den Messergebnissen. Grundsätzlich kann hier gesagt werden, dass für eine eindeutige Messung der Längs- und Querkräfte ein hoher Aufwand bezüglich der Applikation als auch der Kalibrierung des Sensorsystems erfolgen muss. Was den wesentlichen Vorteil einer sehr hohen Strukturintegration mit vernachlässigbaren Formabweichungen leider nicht aufwiegt. Daher wurde auf robuste Ring-Torsions-Wägezelle (RTN) zurückgegriffen. Diese Wägezellen werden zwischen die Füße der Standbeine und die Elektrozyylinder eingebracht. Sie sollen dort die Lasten/Kräfte messen, die auf die Stützpunkte wirken. So kann beispielsweise eine Verschiebung des Gesamtschwerpunktes detektiert und dieser entsprechend entgegen gewirkt werden.

Ein weiterer für die Umsetzung einer Posenrekonstruktion erforderliche Messgröße ist die Neigung bzgl. des Schwerfeldes der Erde. Hierzu wurde zu Beginn der Untersuchungen davon ausgegangen, dass es notwendig ist die Neigung der Verbindungsstreben zwischen den Fußelementen zu erfassen (vgl. Abbildung 2.7).

Letztendlich wurde aber für die Neigung des starr gekoppelten Gestells mit der Maschine ein viel einfachere und kostengünstigere Lösung gefunden. Dazu wird vereinfacht gesagt ein Neigungssensor mit der Werkzeugaufnahme der Frässpindel gekoppelt. Aufgrund des präzise regelbaren Rotationswinkels der Werkzeugspindel ist es somit möglich, auf Basis von aneinandergereihten Messungen die Neigung in jede beliebige Richtung mit nur einem Neigungssensor zu messen. Gleichzeitig bietet diese Verfahren die Möglichkeit, eine automatische Umschlagssmessung auch ohne entsprechenden Speziälsensor durchzuführen. Da solche Speziälsensoren mit automatischer Umschlagssmessung ein Vielfaches des von einfachen Neigungssensoren kosten entsteht hier auch ein wesentlicher Kostenvorteil.

Auf Basis dieses Verfahrens erfolgten dann auch Untersuchungen, den Sachverhalt der präzisen Winkelstellung der Werkzeugspindel für die Verbesserung der Messgenauigkeit der Neigungsmessung einzusetzen.

Bei dem eingesetzten Sensor handelt es sich ZEROTRONIC-Sensoren der Firma Wyler. Die ZEROTRONIC-Sensoren der Firma Wyler bestehen aus einem digitalen Neigungssensor und ei-

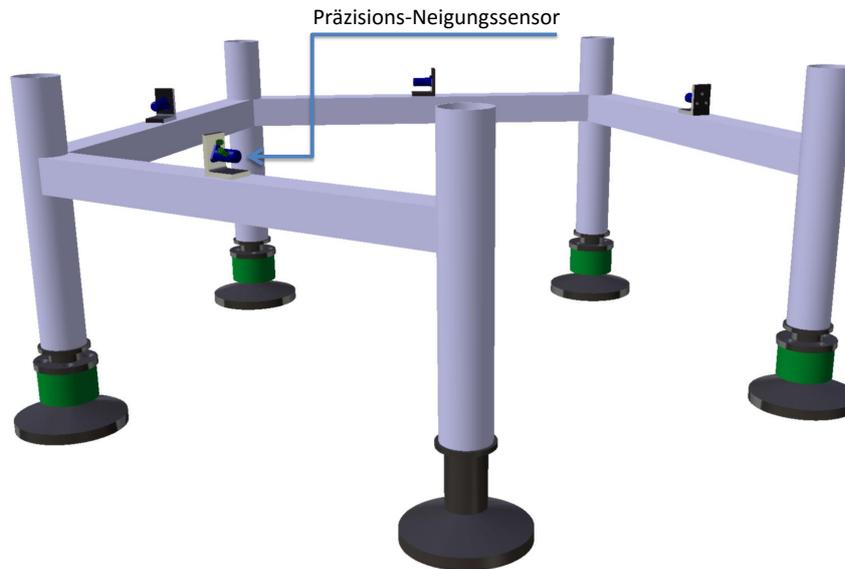


Abbildung 2.7: Grundgestell mit ursprünglich geplanten Neigungssensoren

ner digitalen Datenübertragung. Die Sensoren der ZEROTRONIC-Familie zeichnen sich durch folgende Eigenschaften aus:

- Hohe Auflösung und große Genauigkeit
- Gute Temperaturstabilität
- Messbereiche von $\pm 0.5^\circ$ bis 60°
- Unempfindlich gegen Schockeinwirkungen
- Unempfindlich gegen elektromagnetische Felder

Aufbau

Der grundlegende Aufbau des Sensors ist in Abbildung 2.8 und die Funktionsweise exemplarisch in Abbildung 2.9 dargestellt. Zur Aufnahme von Messwerten müssen die Sensoren oft an schlecht zugänglichen Orten angebracht werden - im Vorliegenden Fall in der Spindelaufnahme der Frässpindel. Bewegliche Maschinen oder große Distanzen machen die drahtgebundene Datenübertragung fast unmöglich. Der Einsatz des ZEROTRONIC verlangt daher eine drahtlose Übertragung von Messdaten und eine Energieversorgung, die netzunabhängig funktionieren

2 Darstellung der Arbeit und Ergebnisse

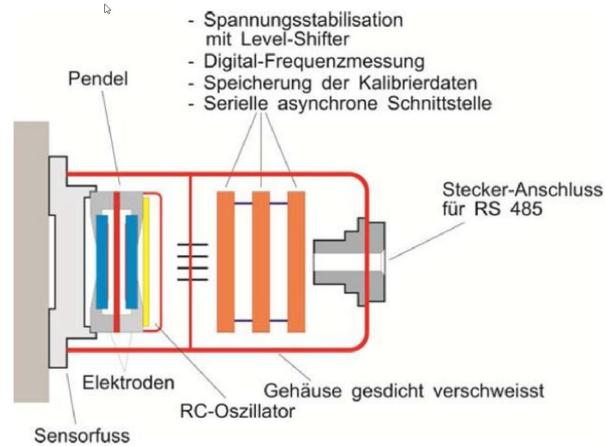


Abbildung 2.8: Aufbau ZEROTRONIC-Sensoren

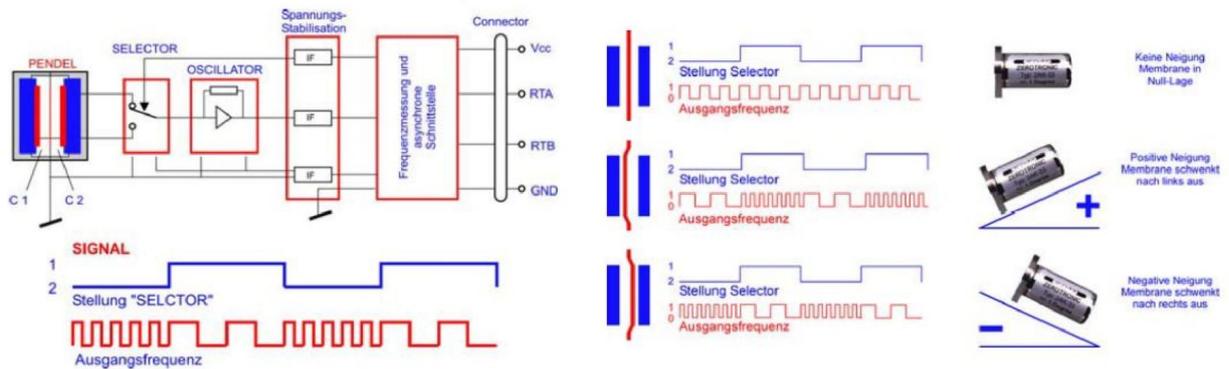


Abbildung 2.9: Funktionsweise ZEROTRONIC-Sensoren

muss. Um Messfehler durch Signalverfälschung zu vermeiden, ist ein fehlerunanfälliger Übertragungsweg nötig. Digitale Datenübertragung ist hierbei der analogen vorzuziehen. Im Folgenden werden mögliche Konzepte zur Energieversorgung und Kommunikation mit dem ZEROTRONIC vorgestellt, welche im Blick auf die aufzuwendenden Kosten und Realisierbarkeit erarbeitet wurden.

2.2.4 Kommunikation

Der in diesem Projekt eingesetzte Neigungssensor verfügt über eine serielle RS-485 Schnittstelle, um seine Daten an die auswertende Elektronik zu übermitteln. Es konnten verschiedene Wege gefunden werden, die Daten für den Anwender nutzbar zu machen. Eine erste Variante ist die Übertragung via Certified Wireless USB. Weiterhin bieten einige Hersteller Module zur drahtlosen Übertragung innerhalb des RS-485-Busses an. Außerdem gibt es die Möglichkeit der Datenerfassung mittels Mikrorechner und einer Übertragung via Bluetooth, WLAN oder ZigBee.

Bei der Aufnahme und Verarbeitung von Sensorwerten ist die Verwendung von Mikrocontrollern und Kleinstrechnern in eingebetteten Systemen ein gängiges Mittel. Ein in den letzten Jahren immer populärer gewordenes Rechnersystem ist der Raspberry Pi (siehe Abbildung 5.2 auf Seite 43). Viel Internet-Support sowie ein geringer Anschaffungspreis machen das Raspberry zum perfekten Einsteigerwerkzeug im Bereich Embedded-Systems. Aus Kosten- und Variabilitätsgründen wird oft Linux für solche Systeme verwendet. Die kleinen Maße im Verhältnis zur Leistungsfähigkeit und den gegebenen Möglichkeiten lassen bei der Suche nach einem geeigneten Prototypenrechner oft die Entscheidung auf das Raspberry Pi fallen. Aktuell ist die Ver-



Abbildung 2.10: Raspberry 2 Modell B

sion 2 Modell B die neueste Variante des Raspberry. Es verfügt über einen ARM Cortex-A53



Abbildung 2.11: Raspberry Pi mit Erweiterungsplatine für RS-485

(4x1200MHz) Prozessor, 1 GB Arbeitsspeicher, einen micro-SD- Kartenslot für wechselbaren Festspeicher, einem DSI-Display-Port, 4xUSB 2.0 Schnittstellen sowie einen GPIO-Port. Diese und weitere Features sind auf einer Platine mit den Maßen 85x56x17mm vereint. Die Verwendung eines solchen Rechners bietet Flexibilität durch den Einsatz eines eigenen Programmes und verschiedener Möglichkeiten der Datenübertragung. Mit ca. 36€ Anschaffungspreis liegt es im low-budget-Rahmen. Das benötigte Zubehör ist ebenfalls erschwinglich. Auf das Raspberry zugeschnittene Linux Versionen wie das RaspbianWheezy oder Arch Linux sind schnell eingerichtete und kostenlose Betriebssysteme, die problemlose Schnittstellenanbindung zum Raspberry. Das Raspberry soll bei diesem Konzept nahe der Sensoren direkt an der Fräse platziert werden. Dabei wird es mit einer 2-adrigen Busleitung des seriellen RS485 Bus mit den Neigungssensoren verbunden. Eine entsprechendes Schnittstellenmodul welche als Erweiterungsplatine direkt auf den Raspberry Pi gesteckt wird wie es Abbildung 2.11 ermöglichte dann die Anbindung des Sensors. Sie ist für weniger als 15€im Handel erhältlich. Die Kommunikation zum Automatisierungsgerät erfolgt dabei über die integriert WLAN Schnittstelle.

2.3 Mechatronischer Entwurf Aktiver Fuß

Die Bedämpfung klassischer Werkzeugmaschinen mit serieller Kinematik stellt sich als problematisch dar. Hier bieten die parallelkinematischen Maschinen mit ihren Koppelstellen zwischen Maschinenkorpus und den Aktuatoren einen möglichen Ansatzpunkt, um gezielt dämpfende Elemente effektiv einzusetzen.

Daher bestand die Zielstellung im Entwurf eines entsprechenden aktiven Fußes mit vergleichbarer Funktionalität. Nach Vergleich von möglichen Konzepten zur aktiven Steuerung der Pose

sowie auch zur Bekämpfung stellten sich zwei grundlegende Konzepte als vielversprechend heraus.

Das erste Konzept beruht auf dem Piezo- und inversen Piezoeffekt. Hierzu werden Stapelaktoren in Multilayer-Stapelbauform, welche aus mehreren Schichten von z.B. modifizierten Blei-Zirkonat-Titanate (PZT)-Keramiken oder Blei-Magnesium-Niobate (PMN)-Keramiken bestehen, übereinander gestapelt. Wird eine Spannung an die Aktoren angelegt so ändern sie ihre Form proportional zu der angelegten Spannung. Im statisch belasteten Fall bleibt die Verformung so lange bestehen, wie die Spannung angelegt bleibt. Treten keine wechselnden äußeren Kräfte auf, so wird keine Energie benötigt, um die Verformung aufrecht zu halten. Bei nicht statischer Belastung tritt dann der Piezoeffekt ein und es wird je nach Verformung eine Spannung erzeugt. Werden beide Effekte in Verbindung gebracht, muss für eine Bekämpfung der Bewegung in Folge von Kraftänderungen nur dafür gesorgt werden, dass sich im Arbeitspunkt beide Effekte kompensieren. Das zweite Konzept beruht auf dem klassischen hydraulischen Prinzip. Betrachtet man einen klassischen hydraulischen Zylinder, so besteht dieser aus zwei meist mit Hydrauliköl gefüllten Zylindern welche hydraulisch wechselseitig gekoppelt sind. Die eigentliche Bewegung wird durch die Vergrößerung des einen und Verkleinerung des anderen Volumens erzeugt. Ein Dämpfung oder anders gesagt eine Umwandlung der Bewegungsenergie in z.B. Wärme lässt sich im einfachsten Fall durch die Erhöhung der Schubspannungen, die auf der Oberfläche des Körpers auftreten, wenn die Strömung über die Oberfläche streicht.

Mit dem Hintergrund, dass zum Zeitpunkt der Entscheidungsfindung keine Piezoaktoren zur Verfügung standen, mit denen es möglich gewesen wäre die benötigten Kräfte und einen Hub von mehreren Millimetern zu realisieren, fiel die Wahl zu Gunsten der auf die hydraulischen aus. Idealerweise bilden der aktive Fuß zur Posenkorrektur und das Dämpfungsglied eine mechanische Einheit mit einem Mindestmaß an Nachgiebigkeit. Alternativ würde das separate Einbringen eines aktiven Fußes und eines Dämpfungsgliedes dazuführen, dass zwei Elemente mit Nachgiebigkeiten eingebracht werden, welche in Abhängigkeiten der angreifenden Kraftvektoren zu Verschiebung und damit zu zusätzlichen Positionierfehlern führen. Im Vergleich dazu stellt die Verschmelzung des „aktiven Fußes“ und des Dämpfungsgliedes ein Optimum bzgl. der Nachgiebigkeit bei gleichzeitiger Funktionalitätserweiterung, dar.

Für den mechatronischen Entwurf wurden die beiden Elemente zunächst als getrennte Systeme Aktuator und Dämpfungsglied betrachtet. Jedoch wurde auch während der Entwicklung nie außer Acht gelassen, dass diese später ein System bilden, das einen möglichst geringe bis gar keine Nachgiebigkeit besitzt.

2.3.1 Aktuator

Durch das Umsetzen von Werkzeugmaschinen ändert sich die Position des Werkzeugs in Bezug zum Modell-Koordinatensystem. Dadurch entstehen Abweichungen beim Fertigen des Werkstücks. Um diese Abweichungen zu minimieren wird eine Kalibrierung der Maschine durchgeführt, was einen großen Zeitaufwand bedeutet. Daher soll der vorgestellte Dämpfer um eine aktuatorische Komponente erweitert werden, die eine Positionierung der Achsen in die kalibrierte Position erlaubt. In diesem Abschnitt sollen erste geometrische Entwürfe vorgestellt werden. Da die Leckagen am gewöhnlichen Hydraulikzylinder eine zeitliche Drift verursacht, soll dieser Fehler durch einen veränderten Aufbau entfernt werden. Die Auslenkung der Achsen soll daher über eine Membran erfolgen, welche durch ein abgeschlossenes Ölreservoir bewegt wird. Die Dimension und Gestalt der Membran ist für die Wirkungsweise des Aktuators entscheidend, da eine vertikale Bewegung mit minimalen horizontalen Materialspannungen verbunden sein soll. Daher werden im Folgenden drei verschiedene Geometrien mittels der Software COMSOL Multiphysics[®] einer FEM-Analyse auf ihre Verformung und auftretende Spannung untersucht. Dadurch soll abgeschätzt werden, ob der Membrankörper geeignet ist und welche Verbesserungen notwendig sind. Die Simulationsmodelle werden wegen der einfacheren Verarbeitung und besseren Visualisierung als 2D axialsymmetrisches System entworfen. Abbildung 2.12 stellt die untersuchten Geometrien dar. Dabei wurden die äußeren Begrenzungen des Aktuators als feste Lager (grün) festgehalten. An der Position 3 soll die Gewichtskraft der Maschine eingeleitet und die vertikale Positionierung abgegriffen werden. Für grundlegende Untersuchungen an der Membran wurde die Gewichtskraft an der blau markierten Kante eingefügt, damit die Gewichtskraft senkrecht in den Aktuator eingeleitet wird. Die Positionen 1 und 2 beschreiben zwei getrennte Ölkammern, die genutzt werden, um das System mechanisch zu versteifen. Über Ölkammer 2 wird der Öldruck zum Positionieren eingeleitet. Die daraus resultierende Kraft an den rot markierten Kanten führt zu einer Auslenkung der Membran in vertikale Richtung. Die drei erzeugten Membranmodelle werden mit der Gewichtskraft $F_G = m \cdot g$ der Maschine und dem Öldruck in der Kammer 2 von $p = 50\text{bar}$ belastet. Die Abbildung 8 zeigt die Verschiebung der verschiedenen Membranen bei beschriebener Belastung. Die farbliche Skala wurde für alle drei Abbildungen auf 0 bis 0,0212mm eingestellt, so dass sie untereinander vergleichbar sind. Bei der Bewertung der verschiedenen Membranen wird die Empfindlichkeit¹ und die Verformung der Membran (-feder)berücksichtigt. Die größte Empfindlichkeit besitzt die Membran in Form eines einfachen Balkens (oben links). Die Stelle zur Positionsentnahme ist am weitesten ausgelenkt. Ein unerwünschter Effekt ist die starke Auslenkung des Balkens, welcher einer parabelförmige Biegelinie einnimmt. Die Membran mit den stärksten Mäandern (unten links) besitzt die kleinste Empfindlichkeit. Die größte

¹Auslenkung in Abhängigkeit des Drucks

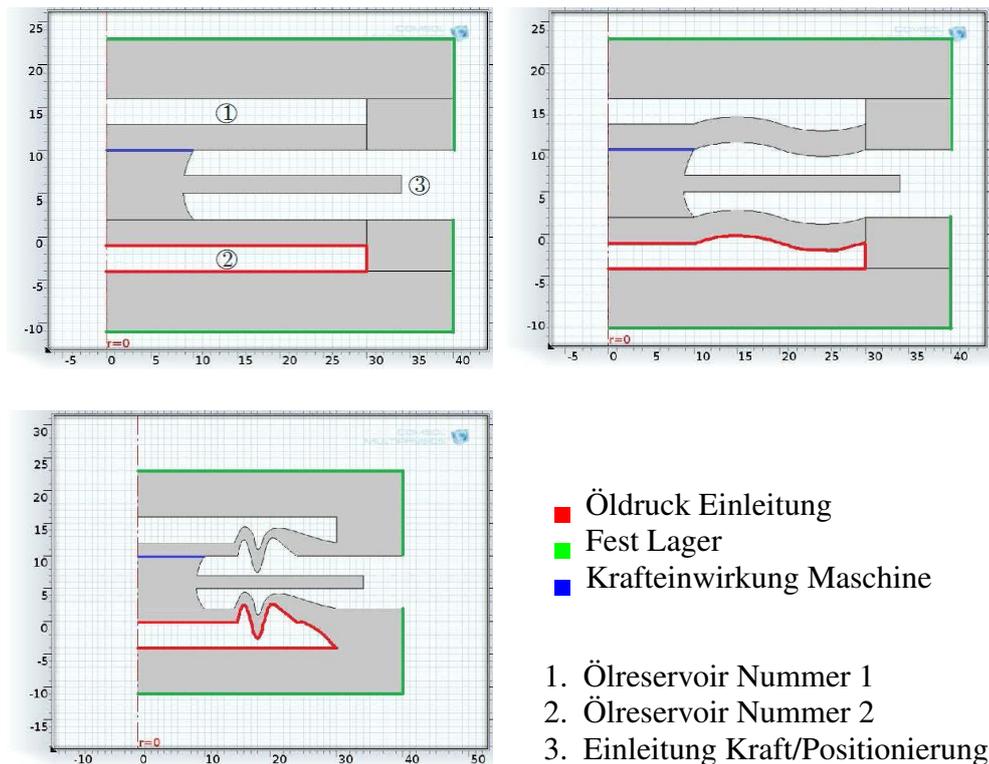


Abbildung 2.12: Geometrie des Aktutators mit verschiedenen Membranen

Auslenkung ist im Zentrum der Membranfeder zu finden, was ein Nachteil dieser Konstruktion ist. Die Membranform mit kleinen Mäandern (oben rechts) besitzt eine mittlere Empfindlichkeit und eine mittlere Verformung. Für weitere Aussagen ist es wichtig, die im Material auftretenden Spannung zu beurteilen. Sie liefern Aussagen über die wirkende Kraft pro Fläche und ist für die Auslegung und die Wahl des Materials von entscheidender Rolle. Daher wurde in Abbildung 2.13 die mechanische Spannung der Membran dargestellt. Dabei wurde die Skala so eingestellt, dass der Großteil der Spannungen an der Membran (-feder) gut sichtbar sind. Der Maximalwert der Spannung liegt um eine Zehnerpotenz höher, da an den Kanten zwischen zwei Bereichen sehr hohe Spannungen auftreten. Dies liegt hauptsächlich an der vereinfachten Form der Membran und ihrer Befestigung. An realen Modellen werden diese Kanten durch geschickte Konstruktion vermieden und Übergänge meist abgerundet gestaltet. Der Fokus soll hier auf den eigentlichen Membran (-feder) Abschnitt gelegt werden. Die Balkenmembran (oben links) weist die größten Spannungen auf. Diese sind an den Aufnahmen des Balkens besonders hoch. An der Ober- und Unterseite des Balkens treten Spannungen von etwa $80\text{N}/\text{mm}^2$ auf, was mit den Oberflächenspannungen der anderen Ausführungsformen übereinstimmt. Generell ist zu sagen, dass die Aufnahmestellen der Membran die entscheidenden Stellen sind, um die

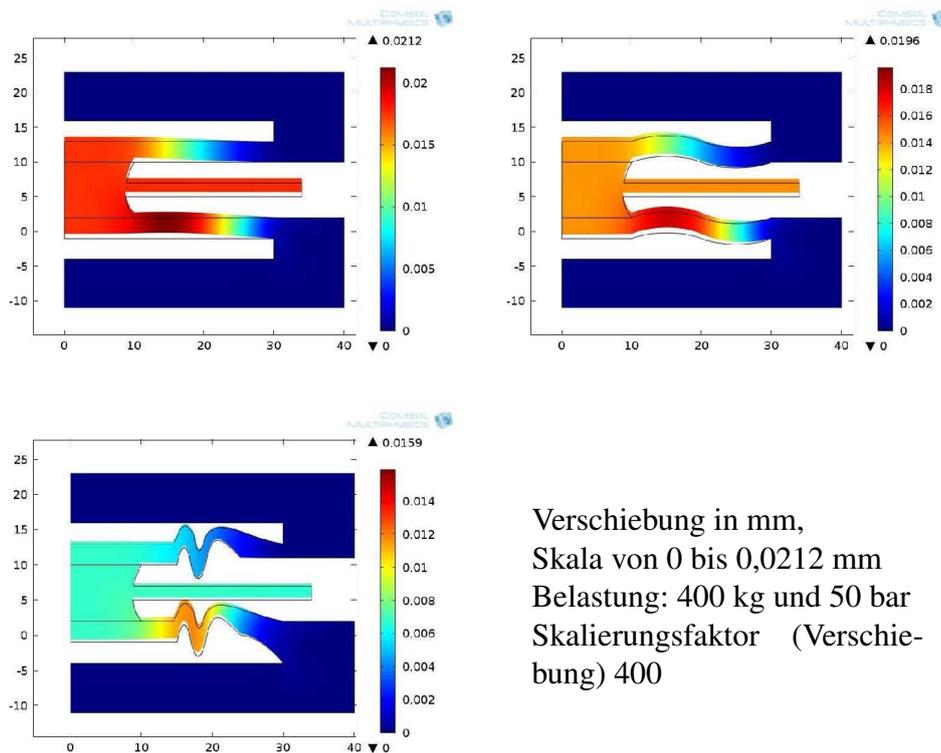


Abbildung 2.13: Spannung des Membranmaterial bei Belastung mit Gewichtskraft und 50bar Öldruck

Spannungen am Material gering zu halten. Dazu sollte die Materialstärke der Membran dem Verbindungsstück angepasst werden, da der anliegende Druck die Membran stärker verformt als gewünscht. [CS14]

2.3.2 Dämpfungsglied

Messtechnische Versuche haben gezeigt, dass sich neben ruckartigen Antriebsbeschleunigungen in experimenteller Betrachtung die Kombination von Frässpindelmotor und Fräser mit hohen Kontaktkräften als ursächliche Quelle für die Anregungen der Eigenfrequenzen heraus stellt. Daher entwickelte sich die Zielstellung dahingehend, dass die eingesetzten aktiven Füße zur Posenkorrektur gleichzeitig auch das System aktiv bedämpfen sollen. Die Grundidee besteht hierbei in der direkten Kopplung zwischen Schwingungsamplitude und dem Spaltabstand, wie es exemplarisch in der Prinzipskizze nach Abbildung 2.14 dargestellt ist. Vorhergehende Untersuchungen zu dieser Problemstellung haben gezeigt, dass aufgrund der physikalischen Gegebenheiten die Systemgleichungen sich als partielle Differenzialgleichungen ergeben. Die

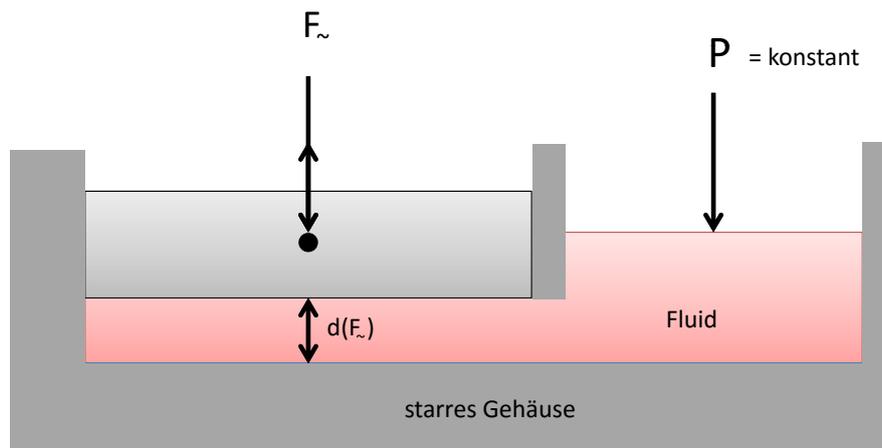


Abbildung 2.14: einseitig geschlossener Spalt

eigentliche Problemstellung besteht in diesem Fall, in der Definition und Simulation der zu berücksichtigenden Randbedingungen.

Die Untersuchungen beschäftigten sich mit der Minimierung der freien gedämpften Schwingung. Dafür soll ein neuartiger, fluidbasierender Dämpfer entwickelt werden, welcher als Modul in die Werkzeugmaschine zwischen geschaltet werden kann, damit die Schwingungsamplituden zum einen gedämpft werden und zum anderen schneller abklingen. Bevor ein Prototyp dieses Dämpfers gebaut werden kann, müssen zunächst simulativ Geometrie- und Fluidparameter ermittelt werden, damit der Dämpfer möglichst effizient arbeiten kann. Wie bereits erwähnt entwickelte sich die Zielstellung für den Entwurf des aktiven Fußes in Richtung aktiver Dämpfung von mechanischen Störgrößen. Daher soll an dieser Stelle der Entwurf und die Simulation eines neuartigen, fluidbasierten Dämpfersystems für Werkzeugmaschinen beschrieben werden, welches Schwingungen dämpfen soll, um die Genauigkeit von Werkzeugmaschinen zu verbessern.

An dieser Stelle soll zunächst festgehalten werden, dass die Grundidee des Dämpfers mechanisch höchst einfach ist, jedoch die zum Tragen kommenden physikalischen Zusammenhänge alles andere als trivial einzustufen sind. Daher wurde im ersten Schritt zunächst versucht, eine Simulation des Verhaltens mit FEM-Software zu realisieren. Zum Einsatz kam dabei wie auch schon bei der Simulation des Aktors die Software COMSOL Multiphysics®.

Eingangs soll ein vereinfachter Fluiddämpfer untersucht werden. Dazu wird ein 2mm hohes und 10cm langes Ölreservoir und ein Strömungskanal erzeugt. Der Strömungskanal ist 5cm lang und 0,1mm im Querschnitt. Dieser Kanal kann an einem realen Modell in Form von Bohrungen erzeugt werden. Zur Kräfteinleitung und Verdrängung des Öls wird ein Stößel eingebaut, welcher in y-Richtung beweglich ist. Durch eine geeignete Konstruktion wird die Gewichtskraft des Fräasers und die Stöße während der Arbeit in den Stößel eingeleitet. Trotz

hoher Fließgeschwindigkeiten bei Spaltströmungen können diese für Berechnungen als laminar betrachtet werden. Für die Simulation mittels COMSOL wird daher das „laminarflow“ Modul verwendet, welches die Navier-Stokes-Gleichungen als Berechnungsvorschrift verwendet. Die Eigenschaften des Fluids werden über die Größen Dichte ρ und dynamische Viskosität μ beschrieben. Das verwendete Medium wird als „engine oil“ beschrieben und weist eine Dichte von $\rho_{273K} = 900 \text{ kg/m}^3$ und eine dynamische Viskosität von $\mu_{273K} = 3,7 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ auf. Am Ende des Strömungskanal ist ein Ein- oder Auslass eingefügt, welcher das Ein- und Ausströmen des Öls in das dargestellt System erlaubt. Der minimale Auslassdruck wird gleich dem Vorspanndruck $p_0 = 100 \text{ bar}$ gewählt. Dadurch soll eine Vorspannung und Versteifung des Dämpfersystems erreicht werden. Der maximale Arbeitsdruck von bis zu 200 bar kann verwendet werden, um die Dämpfer als Aktuator zu betreiben. Dadurch sollen Fräsespitze und Koordinatensystem gegeneinander justierbar ausgeführt werden. Die auf den Stößel wirkende Gewichtskraft der Maschine, sowie entstehende Stöße werden durch den Öldruck unter dem Stößel aufgenommen. Zur Untersuchung der Funktionsweise des Dämpfers wird die Eingangskraft wie folgt beschrieben:

$$F_{\text{ein}} = m \cdot g \cdot \sin(\omega \cdot t) + p_0 \cdot A \quad (2.1)$$

Da der Einfluss der Gewichtskraft durch den verwendeten Sinus-Term nur langsam anwächst, wird der Vorspanndruck über $p_0 \cdot A$ ausgeglichen. Die durch den Öldruck aufgebrachte Kraft gegen den Stößel ergibt sich zu $p \cdot A$. Dabei wird in COMSOL mit dem Ausdruck $\text{aveop1}(p)$ der Mittelwert des Drucks über den gesamten Stößel gebildet. Die am Stößel angreifende Kraft F_{R} ergibt sich zu:

$$F_{\text{R}} = -F_{\text{ein}} + F_{\text{R}} = -(m \cdot g \cdot \sin(\omega \cdot t) + p_0 \cdot A) + \text{aveop1}(p) \cdot A \quad (2.2)$$

Die Bewegung des Stößels wird in COMSOL über eine Geschwindigkeit beschrieben. Daher wird über den Ansatz $F = m \cdot a$ und $v = a \cdot t$ die Geschwindigkeit des Stößels bestimmt. Es folgt:

$$v_y = -\frac{t}{m} (mg \sin(\omega t) + p_0 \pi r^2) + (\text{aveop1}(p) \pi r^2) \quad (2.3)$$

Die Geschwindigkeitskomponente in x -Richtung wird zu Null gesetzt. Die folgende Tabelle stellt die verwendeten Parameter dar:

Das vorgestellte Simulationsmodell wird im Bereich von 0 bis 10 s bei einer Schrittweite von 0,02 s gelöst. Dabei wird ein feines Netz mit rund 10000 Elementen und der PARDISO Solver

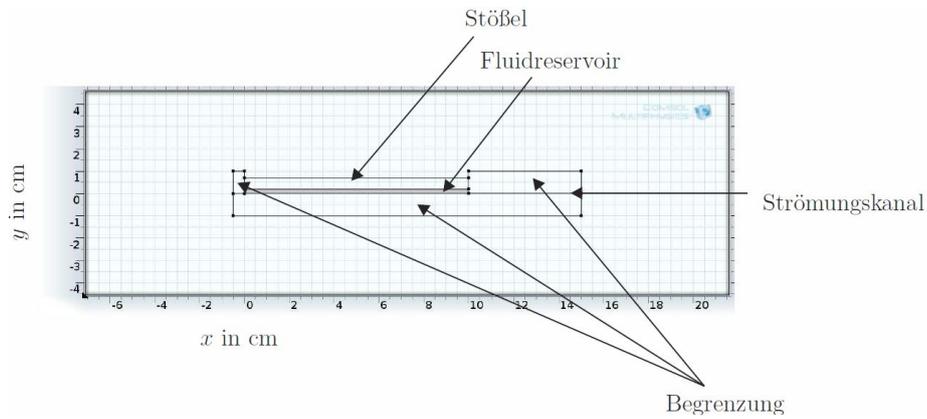


Abbildung 2.15: Geometrie des Fluiddämpfers zur Vibrationsdämpfung über den Reibungswiderstand

Name	Bezeichnung	Werte	Einheit
r	Radius Stößel	0,03	m
m	Masse Maschine	400	kg
g	Erdbeschleunigung	9,81	m/s^2
ω	Frequenz Eingang	1	Hz
p_0	Vorspanndruck	100	bar
μ	dynamische Viskosität	3,7	Pa s
ϱ	Dichte Fluid	900	kg/m^3

Tabelle 2.2: Parameter des Fluiddämpfermodells

2 Darstellung der Arbeit und Ergebnisse

verwendet. Abbildung 2.16 zeigt das Geschwindigkeitsfeld des Fluids nach einer Sekunde unter der vorher definierten Eingangslast. Anhand der Abbildung ist sichtbar, dass das Fluid aus dem Reservoir in den vorgesehenen Strömungskanal fließt. Dabei erreicht das Fluid im Querschnittszentrum eine vergleichsweise hohe Geschwindigkeit und verharret am Rand in Ruhe, was eine Zwangsbedingung des partiellen Differentialgleichungssystem war.

Die Abbildung 2.17 zeigt die örtliche Druckverteilung im Reservoir und im Strömungskanal

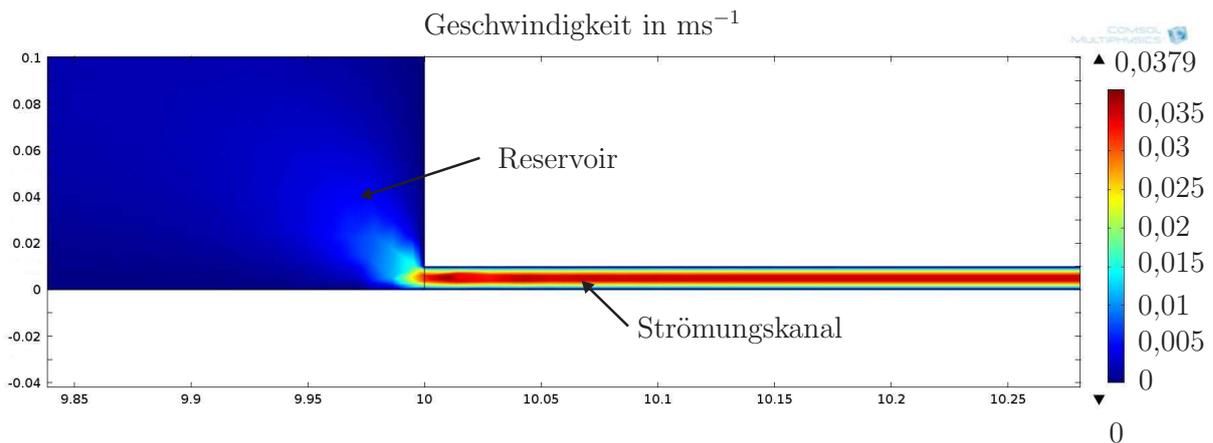


Abbildung 2.16: Geschwindigkeitsverteilung des Fluids bei Belastung

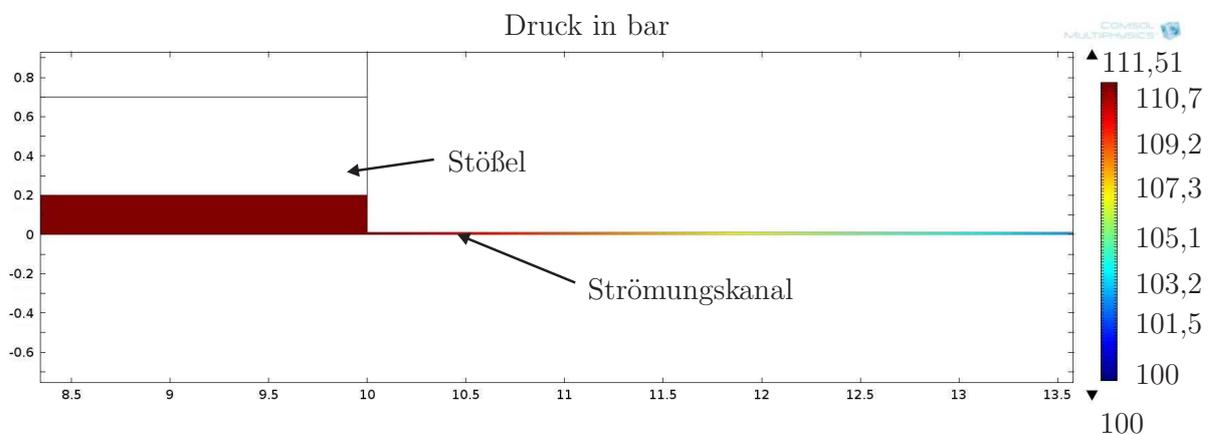


Abbildung 2.17: Druckverteilung des Fluids bei Belastung

nach einer Sekunde. Dabei entsteht ein Überdruck² von 11,51 bar unter dem Stößel, welcher seine Bewegung in y -Richtung vermindert.

In Anlehnung an die Druck- und Geschwindigkeitsverteilungen über der Zeit ist sichtbar, dass das Simulationsmodell die gewünschte Funktionsweise beschreibt. Das Öl wird langsam aus dem Reservoir verdrängt, erreicht dabei eine relativ hohe Strömungsgeschwindigkeit und

²Überdruck, da 11,51 bar über dem Vorspanndruck von 100 bar

erzeugt dadurch eine Gegenkraft auf den Stößel, welcher in seiner Bewegung behindert wird. Eine Geometrie- oder Parameterstudie sollte an einem 3D Modell durchgeführt werden. Dazu sollte der Dämpfer mit einem CAD-Programm wie CATIA oder AUTOCAD erstellt werden, um die Komponenten in COMSOL zu importieren. Der zeitliche Verlauf einzelner Größen, die für die Arbeitsweise des Dämpfers wichtig sind, sollen im Folgenden betrachtet werden, um die Wirkungsweise genauer zu untersuchen. Eine wesentliche Größe, die die Wirkungsweise des Dämpfers beschreibt, ist der Druck direkt unter dem Stößel. Dieser wurde bereits in der Rückkopplung zwischen Eingangskraft und Öldruck verwendet. Der zeitliche Verlauf des gemittelten Drucks unterhalb des Stößels ist in Abbildung 2.18 dargestellt. Der zeitliche Verlauf gleicht dem Eingangssignal, welches mit einem Sinussignal verknüpft wurde. Doch nach etwa einer Halbwelle zeigt das Signal einen deutlich verzerrten Verlauf. Ähnliches Verhalten zeigt die unter Abbildung 2.19 dargestellte Auslenkung des Stößels. Dabei ist zu beachten, dass der Betrag der Auslenkung über die Zeit abgetragen ist. Mit zunehmender Simulationszeit steigt der Fehler weiter an. Verschiedene Solver (MUMPS, SPOOLES) und/oder verschiedene Schrittweiten beim Lösen verändern das Ergebnis nicht.

Das hier vorgestellte Simulationsmodell kann mit den internen Solvern nicht vollständig gelöst werden. Dies könnte in der eingebauten algebraischen Schleife begründet sein, die Kraft und Druck mit einander koppeln. Eine Alternative stellt der Export des Modells beispielsweise in Matlab/Simulink dar. Dabei ist die Lösung des Problems nicht auf die internen Solver von COMSOL beschränkt. Leider konnte dies nicht getestet werden, da der FEM-Lab Block als Kopplung zwischen Simulink und COMSOL nicht zu Verfügung steht. Für die Entwicklung des neuartigen Dämpfersystems muss das Verhalten des Fluids jedoch berechnet werden können. Da dies aufgrund des verwendeten Solvers von COMSOL nicht möglich ist erfolgte zunächst die Grundlegende Analyse der Problemstellung.

Um eine genauere Aussage über die Problemstellung und deren Lösung treffen zu können war es daher zwingend notwendig zunächst die mathematisch/physikalischen Zusammenhänge zu erarbeiten. Deshalb befasst sich dieses Kapitel mit der Herleitung der Gleichungen, die dieses Verhalten beschreiben. Bei der Herleitung wird sich dabei stark an [FP08] orientiert, solange dies nicht anders gekennzeichnet ist.

Die Herleitung der Navier-Stokes Gleichungen für die Beschreibung des Fluidverhaltens sind dabei unerlässlich gewesen, da diese nur für einfache Geometrien analytisch zu lösen sind. Für die Simulation des Dämpfers müssen zunächst die Navier-Stokes Gleichungen aufgestellt werden, welche die Bewegung von Fluiden beschreiben. Da es sich dabei allerdings um partielle Differentialgleichungen handelt, welche nur für wenige Spezialfälle analytisch gelöst werden können [LO09], muss die Lösung numerisch ermittelt werden. Nach der Erstellung des Simulationsmodells können verschiedene Dämpfergeometrien mittels der Finiten Elemente

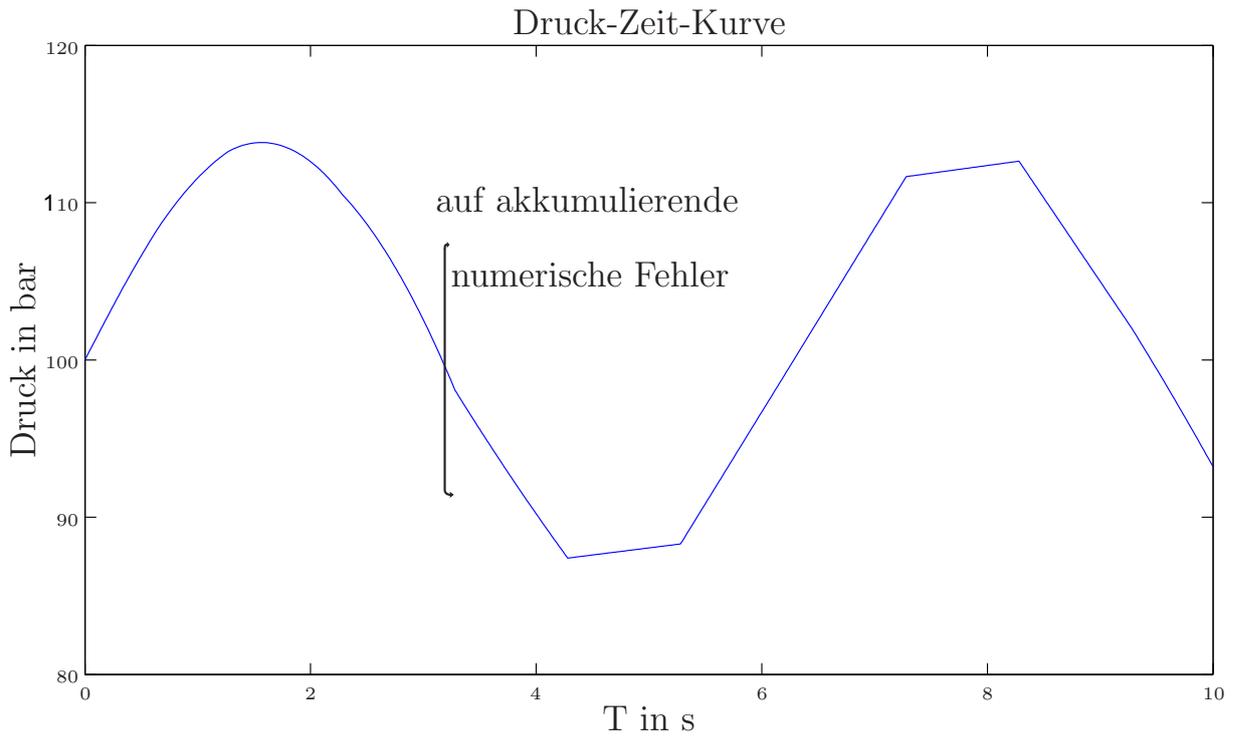


Abbildung 2.18: Druckverteilung unter dem Stößel über der Zeit

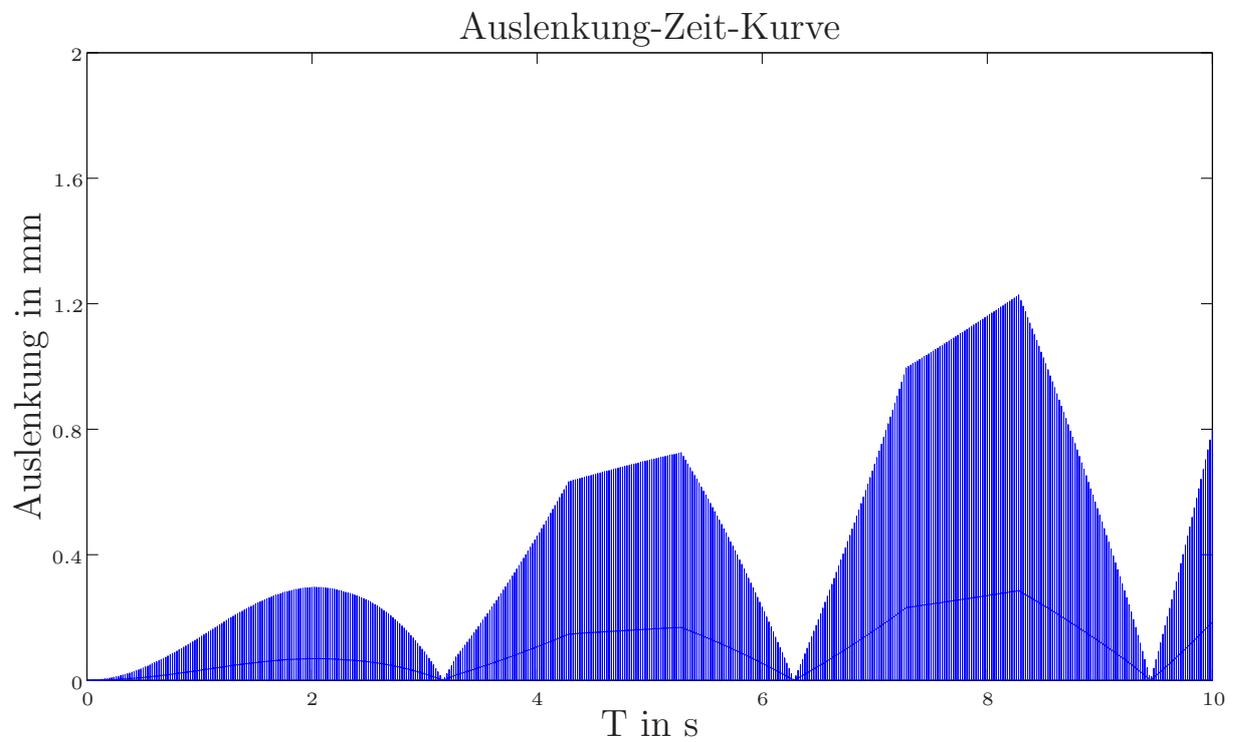


Abbildung 2.19: Auslenkung des Stößels über der Zeit

Methode untersucht werden. Sobald die Simulationsergebnisse validiert wurden, kann durch eine Streckenidentifikation und Parameterschätzung versucht werden, ein Übertragungssystem für die Dämpfergeometrien zu erstellen, welche den Zusammenhang der eingprägten Kraft und Auslenkung des Stößels beschreibt.

Allgemeines

Das Verhalten von Fluiden kann von den Navier-Stokes Gleichungen beschrieben werden. Die Komplexität dieser Gleichungen richtet sich nach den gegebenen Rahmenbedingungen und der Modellbildung. Einen großen Einfluss auf die Eigenschaften des Fluids hat dabei dessen Geschwindigkeit. So kann beispielsweise die Trägheit bei kleinen Geschwindigkeiten vernachlässigt werden. Bei steigender Geschwindigkeit nimmt diese jedoch zu. Des Weiteren muss unterschieden werden, ob die Strömung als laminar oder turbulent angesehen werden kann. Eine laminare Strömung bedeutet, dass die Fluidteilchen in geordneten Bahnen verlaufen und dass die Geschwindigkeit in Randnähe sehr klein und in der Mitte der Strömung am Größten ist. Bei turbulenter Strömung verlaufen die Fluidteilchen ungeordnet. Die Geschwindigkeit über den Querschnitt ist nahezu konstant (vgl. Abb. 2.20).

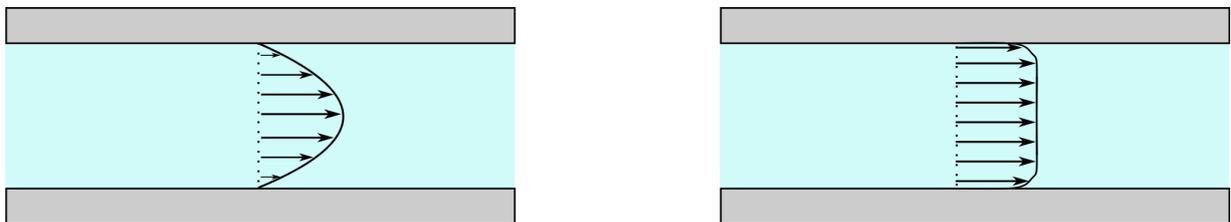


Abbildung 2.20: Geschwindigkeitsprofil für laminare (links) und turbulente (rechts) Strömung in einem Rohr

Des Weiteren gibt es die Klassifizierung in kompressible und inkompressible³ Strömungen. Ist die Machzahl⁴ $Ma < 0,3$ so kann die Strömung als inkompressibel angenommen werden.

Problemstellung

Für die Simulation und somit der Herleitung der Navier-Stokes Gleichung soll angenommen werden, dass diese sich laminar verhält. Des Weiteren gilt die Annahme der Inkompressibilität, da Flüssigkeiten im Allgemeinen eine sehr hohe Schallgeschwindigkeit⁵ aufweisen und Geschwindigkeiten von $300 \frac{m}{s}$ nicht zu erwarten sind. Außerdem soll angenommen werden, dass

³inkompressible Strömung: Dichte bleibt im gesamten Gebiet konstant

⁴Machzahl: Verhältnis zwischen der Geschwindigkeit des Fluids und dessen Schallgeschwindigkeit

⁵Schallgeschwindigkeit in Wasser $1449 \frac{m}{s}$ bzw. Hydrauliköl $1280 \frac{m}{s}$ bei $T = 20^\circ C$ [Hen+08, Seite 20]

die Flüssigkeiten newtonisch sind, das heißt, dass die Schergeschwindigkeiten proportional zu den Scherspannungen sind und somit das newtonsche Viskositätsgesetz gilt. Des Weiteren wird angenommen, dass die Temperatur ideal nach außen abgeführt wird und somit nicht die Viskosität des Fluids beeinflusst, so dass die Temperatur vernachlässigt werden kann. In den folgenden Abschnitten sind die Geschwindigkeiten und Drücke vom Ort und der Zeit abhängig, auch wenn dies nicht explizit dargestellt wird.

Erhaltungsprinzipien

Die Herleitung der Erhaltungsgesetze sind durch die Betrachtung einer Kontrollmasse und deren Eigenschaften, wie Masse, Impuls und Energie möglich. Diese Eigenschaften werden auch extensiv genannt. Als erstes Erhaltungsgesetz soll hier die Erhaltung der Masse genannt werden. Das heißt, dass eine Masse in einem System nicht erzeugt bzw. vernichtet werden kann.

$$\frac{dm}{dt} = 0 \quad (2.4)$$

Als zweites Erhaltungsgesetz ist die Impulserhaltung zu nennen, welche besagt, dass ein Impuls nur durch Einwirkung äußerer Kräfte geändert werden kann (2. Newton'sche Axiom).

$$\frac{d(m\boldsymbol{v})}{dt} = \sum \boldsymbol{f} \quad (2.5)$$

In Strömungen ist es jedoch problematisch eine Kontrollmasse zu verfolgen, so dass hier ein Kontrollvolumen betrachtet werden soll. Um ein Kontrollmassensystem in ein Kontrollvolumensystem zu überführen, werden anstatt der extensiven die intensiven Eigenschaften des Fluids verwendet. Bei intensiven Eigenschaften handelt es sich dabei um die Dichte und die Geschwindigkeit des Fluids. Für die intensiven Eigenschaften wird die Variable ϕ eingeführt:

$$\phi = \begin{cases} 1 & \text{für Massenerhaltung} \\ \boldsymbol{v} & \text{für Impulserhaltung.} \end{cases} \quad (2.6)$$

Zwischen den intensiven und extensiven Eigenschaften gilt folgender Zusammenhang:

$$\Phi = \int_{V_{KM}} \rho \phi dV, \quad (2.7)$$

wobei V_{KM} für das Kontrollvolumen steht, welches die Kontrollmasse einnimmt. Damit können die Gleichungen 2.4 und 2.5 für ein Kontrollvolumen wie folgt:

$$\frac{d\Phi}{dt} = \frac{d}{dt} \int_{V_{KM}} \rho\phi dV = \frac{d}{dt} \int_{V_{KV}} \rho\phi dV + \int_{S_{KV}} \rho\phi(\mathbf{v} - \mathbf{v}_b) \cdot \mathbf{n} dS \quad (2.8)$$

umgeschrieben werden. Diese Gleichung beschreibt die Massen- bzw. Impulserhaltung aus der Masse/Impuls des Volumens eines Gebietes und der Masse bzw. des wirkenden Impulses an der Oberfläche des zu untersuchenden Gebietes. Das V_{KV} steht dabei für das Kontrollvolumen und S_{KV} für die Oberfläche des Kontrollvolumens⁶. Der Einheitsvektor wird mit \mathbf{n} gekennzeichnet, der senkrecht nach außen von der Oberfläche gerichtet ist. Die Bewegung der Oberfläche des Kontrollvolumens wird mit dem Geschwindigkeitsvektor \mathbf{v}_b gekennzeichnet, welche für weitere Betrachtung allerdings zu Null gesetzt wird, weil das betrachtende System ortsfest sein soll.

Massenerhaltung

Die Erhaltungsgleichung der Masse (Kontinuitätsgleichung) ergibt sich aus der Gleichung 2.8, indem ϕ zu eins gesetzt wird.

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho dV + \underbrace{\int_S \rho \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} dS}_{\text{konvektiver Term}} = 0 \quad (2.9)$$

Des Weiteren kann das Oberflächenintegral nach dem Satz von Gauß in ein Volumenintegral überführt werden.

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho dV + \int_V \text{div}(\rho \mathbf{v}) dV = 0 \quad (2.10)$$

Eine Überführung der Massenerhaltungsgleichung in eine koordinatenfreie Differentialform ist möglich, wenn das Kontrollvolumen unendlich klein werden darf.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v}) = 0 \quad (2.11)$$

⁶Für weitere Betrachtungen im Kontrollvolumensystem werden V_{KV} und S_{KV} mit V bzw. S abgekürzt

Impulserhaltung

Für die Herleitung der Impulserhaltungsgleichung wird die Gleichung 2.5 zur Beschreibung des Impulses im Kontrollmassensystem mit Hilfe der Gleichung 2.8 in das Kontrollvolumensystem überführt. Für die Variable ϕ wird nun der Geschwindigkeitsvektor \mathbf{v} eingesetzt.

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \mathbf{v} dV + \int_S \rho \mathbf{v} \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} dS = \sum \mathbf{f} \quad (2.12)$$

Damit die rechte Seite der Gleichung durch intensive Eigenschaften ausgedrückt werden kann, müssen zunächst die auftretenden Kräfte betrachtet werden. Es gilt die Oberflächenkräfte (Spannungen, Druck) und Volumenkräfte (Zentrifugalkräfte, Gravitation) zu unterscheiden. Damit das Gleichungssystem geschlossen lösbar ist, müssen die Oberflächenkräfte in intensive Eigenschaften ausgedrückt werden. Dies ist bei der Betrachtung von newtonschen Flüssigkeiten durch den Spannungstensor

$$\mathbf{T} = - \left(p + \frac{2}{3} \mu \nabla \cdot \mathbf{v} \right) \mathbf{I} + 2\mu \mathbf{D} \quad (2.13)$$

der Fall (vgl. Abschnitt 2.3.2). Dieser setzt sich aus dem Druck p , der dynamischen Viskosität μ , den Einheitstensor \mathbf{I} und der Deformationsrate

$$\mathbf{D} = \frac{1}{2} \left(\nabla \mathbf{v} + (\nabla \mathbf{v})^T \right) \quad (2.14)$$

zusammen. Dieser Spannungstensor wird neben den Körperkräften \mathbf{b} in die Integralform der Impulsgleichung 2.12 eingesetzt.

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \mathbf{v} dV + \int_S \rho \mathbf{v} \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} dS = \int_S \mathbf{T} \cdot \mathbf{n} dS + \int_V \rho \mathbf{b} dV \quad (2.15)$$

Durch die Anwendung des Gauß-Theorems (Satz von Gauß) auf die Oberflächenintegrale und Überführung in eine koordinatenfreie Vektorform lautet die Impulserhaltungsgleichung:

$$\frac{\partial \rho \mathbf{v}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v} \mathbf{v}) = \nabla \cdot \mathbf{T} + \rho \mathbf{b} . \quad (2.16)$$

Diese Gleichung beschreibt den Impuls, welcher aufgrund von Körper-, Oberflächen- und Volumenkräften hervorgerufen werden.

Inkompressible Navier-Stokes Gleichungen

Die inkompressiblen Navier-Stokes Gleichungen setzen sich aus der Massen- und Impulserhaltungsgleichung zusammen.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v}) = 0 \quad (2.17)$$

$$\frac{\partial \rho \mathbf{v}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v} \mathbf{v}) = \nabla \cdot \mathbf{T} + \rho \mathbf{b} \quad (2.18)$$

Unter der Annahme, dass die Dichte über dem Gebiet konstant bleibt (Inkompressibilität), vereinfacht sich die Gleichung 2.17 zu

$$\nabla \cdot (\mathbf{v}) = \operatorname{div}(\mathbf{v}) = 0. \quad (2.19)$$

Durch Einsetzen der Gleichungen 2.13 und 2.14 in die Gleichung 2.18 ergibt sich:

$$\frac{\partial \rho \mathbf{v}}{\partial t} + \rho (\mathbf{v} \cdot \nabla) \mathbf{v} = \nabla \cdot \left[- \left(p + \frac{2}{3} \mu \nabla \cdot \mathbf{v} \right) \mathbf{I} + 2\mu \cdot \frac{1}{2} \left(\nabla \mathbf{v} + (\nabla \mathbf{v})^T \right) \right] + \rho \mathbf{b}. \quad (2.20)$$

Anhand der Gleichung 2.19 vereinfacht sich die obige Gleichung zu

$$\frac{\partial \rho \mathbf{v}}{\partial t} + \rho (\mathbf{v} \cdot \nabla) \mathbf{v} = \nabla \cdot \left(-p \mathbf{I} + \mu \cdot \left(\nabla \mathbf{v} + (\nabla \mathbf{v})^T \right) \right) + \rho \mathbf{b}. \quad (2.21)$$

Laut Definition kann die Divergenz des skalaren Produktes mit dem Einheitstensor zweiter Stufe zu einem Druckgradienten vereinfacht werden.

$$\frac{\partial \rho \mathbf{v}}{\partial t} + \rho (\mathbf{v} \cdot \nabla) \mathbf{v} = -\nabla p + \nabla \cdot \mu \left(\nabla \mathbf{v} + (\nabla \mathbf{v})^T \right) + \rho \mathbf{b} \quad (2.22)$$

Die Divergenz eines Gradienten ergibt den Laplace-Operator und außerdem gilt

$$\nabla \cdot (\nabla \mathbf{v})^T = \nabla \cdot (\mathbf{v}^T \nabla^T) = \underbrace{\operatorname{div}(\mathbf{v}^T)}_{=0} \nabla^T = 0, \quad (2.23)$$

so dass sich die Gleichung weiterhin vereinfacht zu

$$\frac{\partial \rho \mathbf{v}}{\partial t} + \rho (\mathbf{v} \cdot \nabla) \mathbf{v} = -\nabla p + \mu \Delta \mathbf{v} + \rho \mathbf{b}. \quad (2.24)$$

Somit lauten die vollständigen instationären, inkompressiblen Navier-Stokes Gleichung:

$$\frac{\partial \mathbf{v}}{\partial t} + (\mathbf{v} \cdot \nabla) \mathbf{v} = -\frac{1}{\rho} \nabla p + \frac{\mu}{\rho} \Delta \mathbf{v} + \mathbf{b} \quad (2.25)$$

$$\operatorname{div}(\mathbf{v}) = 0. \quad (2.26)$$

Die linken Terme der Gleichung 2.25 beschreiben die substantielle Ableitung des Geschwindigkeitsfeldes, wobei die rechte Seite der Gleichung die innere Druckkraft, die viskose innere Reibungskraft und die eingepprägten Kräfte enthält. Wird ein System mit einem hohen Druckgradient betrachtet, so muss auch die Fluidgeschwindigkeit hoch sein. Wird jedoch ein Fluid mit einer hohen Viskosität betrachtet, so sind kleine Fluidgeschwindigkeiten zu erwarten. Eingepprägte Kräfte hingegen wirken sich auf das Geschwindigkeitsfeld und den Druckgradienten aus.

Die Gleichung 2.26 besagt, dass die Divergenz der Geschwindigkeit Null sein muss. Dies bedeutet, dass die Summe der eingehenden Volumenströme gleich der Summe der ausgehenden Volumenströme sein muss.

Anfangs-Randwertproblem

Anfangsbedingung

Zur Lösung des speziellen Strömungsfeldes werden Anfangswerte benötigt, die das Gebiet zum Zeitpunkt Null einnimmt. Für die Wahl der Anfangsgeschwindigkeiten ist darauf zu achten, dass diese die Divergenzfreiheit erfüllen. Der Anfangsdruck hingegen kann beliebig gewählt werden, da der Druckgradient in den Navier-Stokes Gleichungen unabhängig vom Anfangsdruckfeld berechnet wird [Bul11; Wei05].

Randbedingungen

Für eine spezielle Lösung der Navier-Stokes Gleichungen werden neben Anfangsbedingungen auch Randbedingungen benötigt, da die allgemeine Lösung unendlich viele Lösungen hergibt. Das Gleichungssystem ist damit unterbestimmt. Solche Problemstellungen werden auch als Anfangs-Randwertprobleme bezeichnet. Deshalb müssen an den Gebietsrändern Strömungsgrößen wie Geschwindigkeit und/oder Druck vorgegeben werden.

Durch mikroskopische Anziehungskräfte zwischen den Molekülen an der Wand und des Fluids entstehen Haftbedingungen. Das heißt, dass die Geschwindigkeit des Fluids in Wandnähe auf Null abfällt. Dies wird in den sogenannten Dirichlet-Bedingungen realisiert, indem die Geschwindigkeitskomponenten zu Null gesetzt werden. An diesen Rändern muss außerdem kein

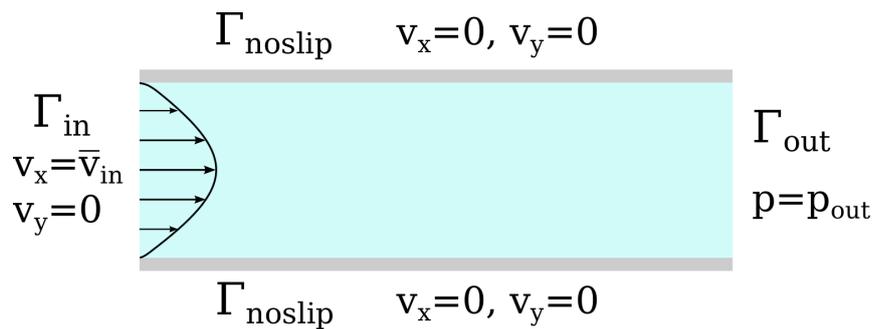


Abbildung 2.21: Eingetragene Randbedingungen an dem Free Channel Benchmarkproblem nach [Ran99]

Druck vorgegeben werden, da dieser mit jedem Zeitschritt berechnet wird.

Außerdem gibt es weiterhin die Neumann-Bedingungen. Diese beschreiben das Ein- und Ausströmen eines Fluids in einem Gebiet. So kann zum Beispiel ein Strömungsprofil für den Einfluss (Dirichlet-Bedingung) und ein Druck für den Ausgang (Neumann-Bedingung) vorgegeben werden. Ebenfalls ist es möglich einen Druckgradienten über das Gebiet zu legen. Nicht möglich ist es allerdings ein Geschwindigkeitsprofil und einen Druck für den selben Rand gleichzeitig vorzugeben, da eine Größe aus der anderen Größe resultiert. Somit wäre das System überstimmt und es gäbe wieder unendlich viele Lösungen des Strömungsfeldes [Laurien2009].

In Abbildung 2.21 sind die Noslip-Randbedingungen (Dirichlet-Bedingung), sowie ein Eingangsgeschwindigkeitsprofil (Neumann-Bedingung), als auch ein Ausgangsdruck exemplarisch vorgegeben.

Entwicklung des Simulationsmodells

Dieses Kapitel beschäftigt sich mit dem Aufbau des Simulationsmodells. Dabei werden zunächst für die Simulation benötigte physikalische Größen eingeführt und physikalische Vorgänge wie die Bewegung des Stößels hergeleitet. Mit diesen Grundlagen kann das reale Dämpfermodell in ein Simulationsmodell überführt werden und aufgrund von Modellabstraktionen und eingeschränkten Randbedingungen mögliche Abweichungen zwischen Dämpfer- und Simulationsmodell aufgezeigt und bewertet werden.

Modellformulierung

Laminarer Druckverlust - Hagen-Poiseuille'sche Gesetz

Bei einer laminaren Strömung gleiten die einzelnen Flüssigkeitsschichten ohne sich zu vermischen übereinander hinweg. Dieser Gleitvorgang ist reibungsbehaftet, so dass eine Reibungskraft

besteht [HMS12]. Da diese Flüssigkeitsschichten sich mit verschiedenen Geschwindigkeiten bewegen, entstehen Schubspannungen, für die nach einem Ansatz von Newton gilt:

$$\tau = \eta \frac{dv}{ds} . \quad (2.27)$$

Damit der laminare Druckverlust berechnet werden kann, muss zunächst das Geschwindigkeitsprofil berechnet werden. Für diese Berechnung ist ein zylindrisches Rohr der Länge Δl mit dem Radius R und einer Druckdifferenz Δp der Ausgangspunkt (vgl. Abbildung 2.22).

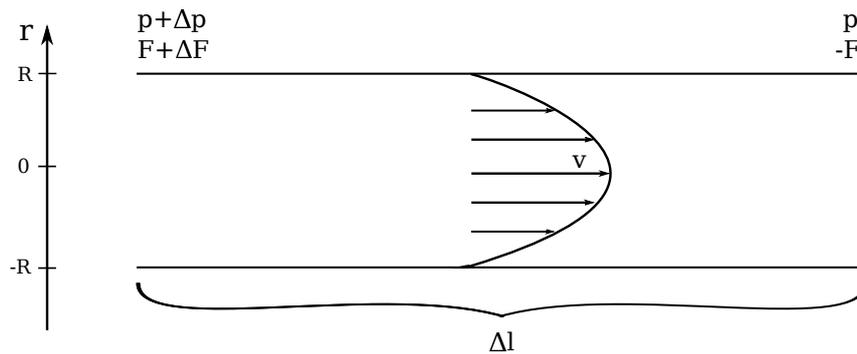


Abbildung 2.22: Geschwindigkeitsprofil in einem zylindrischem Rohr

Der im zylindrischen Rohr herrschende Druck bewirkt die resultierende Kraft⁷

$$\Delta F = (F + \Delta F) - F \quad (2.28)$$

mit

$$F = p \cdot A = p \cdot \pi r^2 \quad (2.29)$$

$$\Delta F = \Delta p \cdot A = \Delta p \cdot \pi r^2 \quad (2.30)$$

$$\cdot \quad (2.31)$$

Die Kraftdifferenz befindet sich im Gleichgewicht mit der Reibungskraft, so dass gilt:

$$F_R = \Delta F \quad (2.32)$$

$$2\pi r \Delta l \tau = 2\pi r \Delta l \eta \frac{dv}{dr} = \Delta p \pi r^2 . \quad (2.33)$$

⁷Berechnungen erfolgen mit den Beträgen

Das Geschwindigkeitsgefälle ist negativ und es entsteht die Differentialgleichung

$$\frac{dv}{dr} = -\frac{1}{2\eta} \frac{\Delta p}{\Delta l} r, \quad (2.34)$$

welche nach der Separation integriert werden kann.

$$\int dv = -\frac{1}{2\eta} \frac{\Delta p}{\Delta l} \int r dr \quad (2.35)$$

$$v(r) = -\frac{1}{2\eta} \frac{\Delta p}{\Delta l} r^2 + C \quad (2.36)$$

An der Rohrwand soll durch Haftbedingungen die Geschwindigkeit gleich Null sein, so dass diese Randbedingung

$$v(R) = 0 \quad (2.37)$$

genutzt werden kann, um nach der Integrationskonstanten aufzulösen.

$$v(R) = -\frac{1}{4\eta} \frac{\Delta p}{\Delta l} R^2 + C = 0 \quad (2.38)$$

$$C = \frac{1}{4\eta} \frac{\Delta p}{\Delta l} R^2 \quad (2.39)$$

Daraus resultiert das Geschwindigkeitsprofil:

$$v(r) = \frac{1}{4\eta} \frac{\Delta p}{\Delta l} (R^2 - r^2) . \quad (2.40)$$

Durch Differentiation dieser Gleichung

$$\dot{v}(r) = -\frac{1}{2\eta} \frac{\Delta p}{\Delta l} r = 0 \quad (2.41)$$

wird ersichtlich, dass bei $r = 0$ die Geschwindigkeit maximal ist:

$$v_{\max}(r = 0) = \frac{1}{4\eta} \frac{\Delta p}{\Delta l} R^2 . \quad (2.42)$$

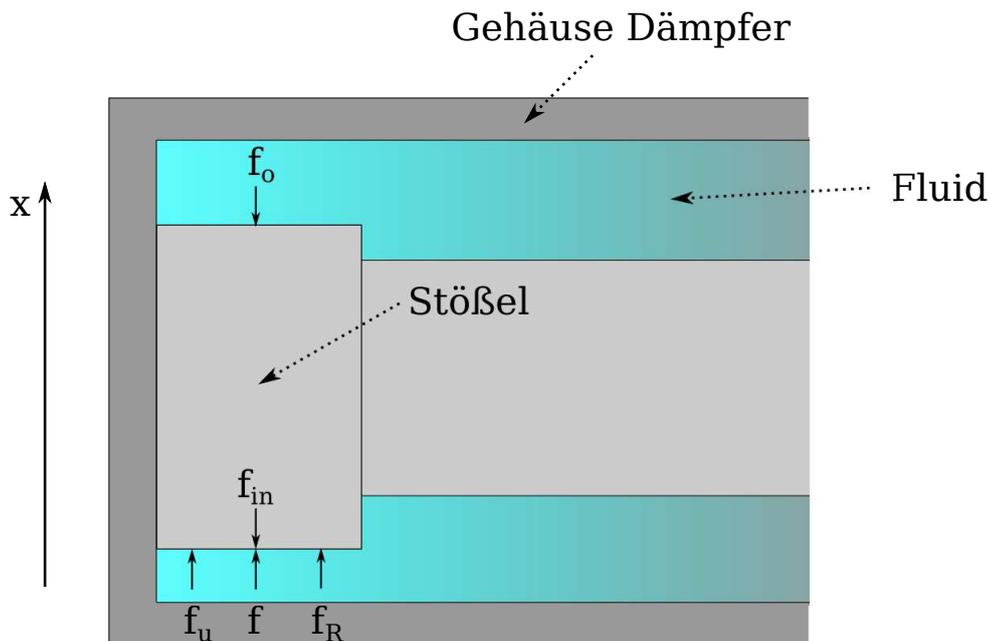


Abbildung 2.23: Anliegende Kräfte am Stößel des Dämpfers

Ist das Geschwindigkeitsprofil bzw. die maximale Geschwindigkeit bekannt, so kann der Druckverlust in der laminaren Strömung durch Umstellen berechnet werden [Eth; HMS12].

$$\Delta p = \frac{4\eta \Delta l v_{\max}}{R^2} \quad (2.43)$$

Mittels der Gleichung 2.43 kann der Druckverlust in einer zylindrischen Geometrie berechnet werden, welcher durch die Reibung verursacht wird. Dementsprechend spiegelt diese Gleichung den Reibungsterm aus der Navier-Stokes Gleichung 2.25 wieder. Der Druckverlust soll bei der Simulation genutzt werden, um die Dämpfung zu bestimmen.

Schon anhand der Gleichung ist zu erkennen, dass bei kleinen Radien des Zylinders, bei einer hohen dynamischen Viskosität, einer langen zylindrischen Leitung und einer hohen Fluidgeschwindigkeit der Druckverlust sehr groß ist.

Berechnung der Stößelbewegung

Variante 1

Für die Simulation der Stößelbewegung muss dessen Auslenkung berechnet werden. Dafür werden alle angreifenden Kräfte in die Abbildung 2.23 eingezeichnet und anschließend das Kräftegleichgewicht aufgestellt.

$$\mathbf{f} = \mathbf{f}_{in} + \mathbf{f}_R + \mathbf{f}_u + \mathbf{f}_o \quad (2.44)$$

Die durch den Vorspanndruck auftretende Kräfte $\mathbf{f}_u, \mathbf{f}_o$ kompensieren sich. Durch die Betrachtung im Eindimensionalen kann mit den Beträgen gerechnet werden, so dass sich die folgende Gleichung ergibt:

$$F = F_{in} - F_R = m\ddot{x} \quad (2.45)$$

$$m\ddot{x} = \hat{F}_{in} \sin(\omega t) - \hat{F}_R \sin(\omega t) . \quad (2.46)$$

Es wird angenommen, dass der Stößel ideal gelagert ist und dessen Reibung vernachlässigt werden kann. Die Kraft F_R beschreibt die Reibungskraft⁸ die aufgrund der Reibung im Fluid auftritt. Da diese von der Fluidgeschwindigkeit und nicht von der Stößelgeschwindigkeit abhängig ist, geht dieser Term in die Störfunktion ein. Die Differenzialgleichung kann schließlich durch zweifaches Integrieren gelöst werden.

$$x(t) = \frac{1}{m} \int \int \left[\left(\hat{F}_{in} - \hat{F}_R \right) \sin(\omega t) dt \right] dt \quad (2.47)$$

Somit ergibt sich für die Geschwindigkeit die Gleichung

$$\dot{x}(t) = -\frac{\hat{F}_{in} - \hat{F}_R}{m\omega} \cos(\omega t) + \frac{1}{m} C_1 \quad (2.48)$$

und für die Auslenkung

$$x(t) = -\frac{\hat{F}_{in} - \hat{F}_R}{m\omega^2} \sin(\omega t) + \frac{1}{m} C_1 t + \frac{1}{m} C_2 . \quad (2.49)$$

Durch die Vorgabe von geeigneten Anfangswerten können die Konstanten C_1 und C_2 berechnet werden. Zuerst wird C_2 bestimmt. Wir setzen voraus, dass die Auslenkung am Zeitpunkt Null $x(0) = 0$ m beträgt.

$$\begin{aligned} x(0) &= -\frac{\hat{F}_{in} - \hat{F}_R}{m\omega^2} \sin(\omega \cdot 0) + \frac{1}{m} C_1 \cdot 0 + \frac{1}{m} C_2 = 0 \\ &\rightarrow C_2 = 0 \end{aligned} \quad (2.50)$$

⁸kann aus der Gleichung 2.43 mit $F = p \cdot A$ berechnet werden

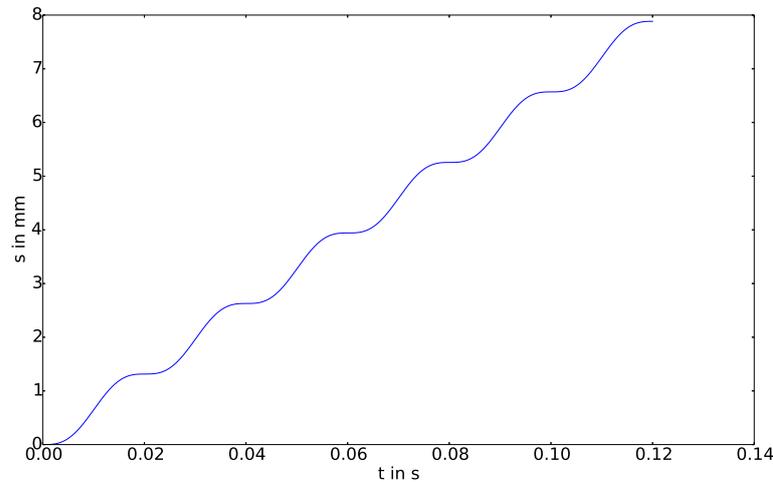


Abbildung 2.24: Zeitlicher Verlauf der Stößelauslenkung

Ebenfalls soll die Geschwindigkeit Null zum Zeitpunkt Null sein, so dass sich für C_1 ergibt:

$$\begin{aligned} \dot{x}(0) &= -\frac{\hat{F}_{in} - \hat{F}_R}{m\omega} \cos(\omega \cdot 0) + \frac{1}{m}C_1 = 0 \\ \rightarrow C_1 &= \frac{\hat{F}_{in} - \hat{F}_R}{\omega} . \end{aligned} \quad (2.51)$$

Die Gleichung für die Auslenkung lautet somit

$$x(t) = \frac{\hat{F}_{in} - \hat{F}_R}{m\omega^2} (m\omega t - \sin(\omega t)) \quad (2.52)$$

Dieser Ansatz erweist sich jedoch als ungeeignet, da nach einer endlichen Zeit der Stößel auf die Wand des Dämpfers schlagen würde. Die eingeprägte sinusförmige Kraft kann den Stößel nicht zurück auf die Ausgangslage bringen. In der Abbildung 2.24 wird dies anhand eines einfachen Rechenbeispiels verdeutlicht. Unter der Annahme, dass das Fluid keine Reibung verursacht und wir eine Kraft von 1 kN bei einer Frequenz von 50 Hz einprägen, ergibt sich für eine Stößelmasse von $m = 1,5$ kg dieser Verlauf.

Damit der Stößel um seine Ruhelage schwingt, müsste eine Rückstellkraft eingebracht werden. Diese Variante wird im nächsten Abschnitt erläutert.

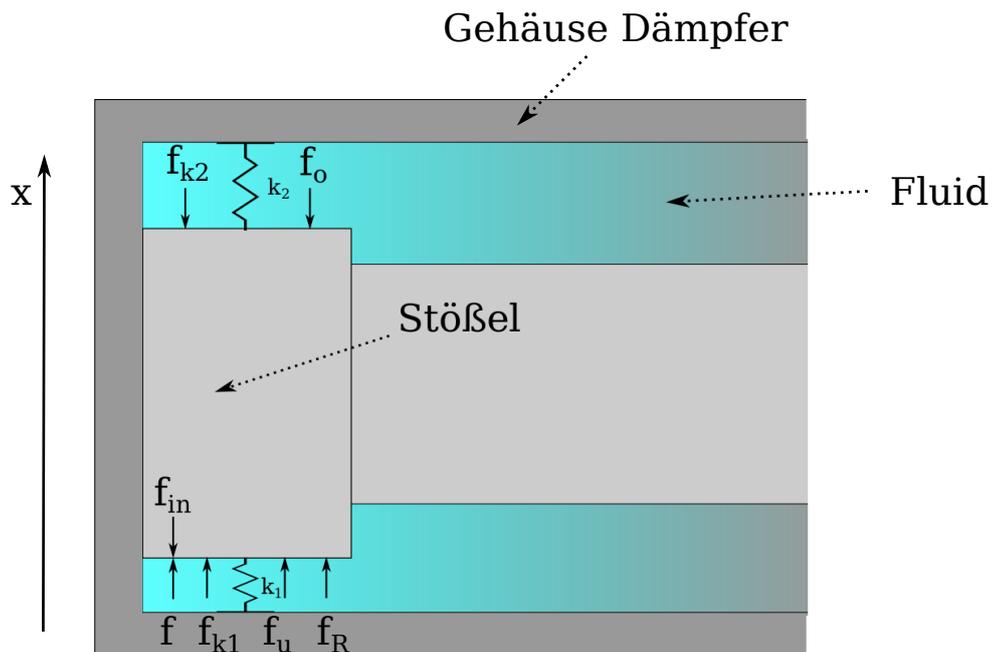


Abbildung 2.25: Anliegende Kräfte am Stößel des Dämpfers modifiziert mit Federn

Variante 2

In dieser Variante soll der Stößel bei einer Kraft von Null Newton in seine Ruhelage streben. Dafür wird ein Federmodell verwendet, so dass dem System ein physikalischer Energiespeicher hinzugefügt wird. Dieses Federmodell könnte in der Praxis mit einer flexiblen Membran realisiert werden. Dazu ist in Abbildung 2.25 das Ersatzmodell mit den auftretenden Kräften skizziert.

Um schließlich die Bewegung des Stößels zu berechnen, muss zunächst das Kräftegleichgewicht aufgestellt werden.

$$f_{in} + f_R + f_{k1} + f_{k2} + f_u + f_o = f \quad (2.53)$$

Die auftretenden Kräfte f_u und f_o , welche aufgrund des Vorspanndrucks auftreten, kompensieren sich. Des Weiteren kann mit den Beträgen der Vektoren gerechnet werden, da die Betrachtung lediglich in x-Richtung erfolgt.

$$F = F_{in} - F_R - F_{k1} - F_{k2} = m\ddot{x} \quad (2.54)$$

$$\hat{F}_{in} \cdot \sin(\omega t) - \hat{F}_R \cdot \sin(\omega t) - k_1 x - k_2 x = m\ddot{x} \quad (2.55)$$

$$\left(\hat{F}_{in} - \hat{F}_R\right) \cdot \sin(\omega t) - (k_1 + k_2) x = m\ddot{x} \quad (2.56)$$

Unter der Annahme, dass die Federsteifigkeiten gleich groß sind ($k_1 = k_2 = k$), erhalten wir eine inhomogene Differentialgleichung 2. Ordnung. Der Reibungsterm geht lediglich in die Störfunktion ein, da die Reibungskraft abhängig von der Fließgeschwindigkeit des Mediums ist und nicht von der Geschwindigkeit des Stößels. Die auftretende Reibungskraft am Stößel durch dessen Bewegung wird zu Null gesetzt unter der Annahme, dass der Stößel ideal gelagert ist.

$$m\ddot{x} + 2kx = \left(\hat{F}_{in} - \hat{F}_R\right) \cdot \sin(\omega t) \quad (2.57)$$

Zunächst wird dessen homogene Lösung mit dem Ansatz

$$x(t) = C \cdot e^{\lambda t} \quad (2.58)$$

gelöst, indem dieser und dessen Zeitableitungen in die DGL eingesetzt und nach λ umgestellt wird.

$$m\lambda^2 e^{\lambda t} + 2k e^{\lambda t} = 0 \quad (2.59)$$

$$e^{\lambda t} \cdot (m\lambda^2 + 2k) = 0 \quad (2.60)$$

$$\lambda_{1,2} = \pm j \sqrt{\frac{2k}{m}} \quad (2.61)$$

Wir erhalten für λ ein konjugiert komplexes Lösungspaar. Dieses wird wiederum in die Ansatzfunktion 2.58 eingesetzt. Eine Linearkombination der beiden Lösungen in der Ansatzfunktion bilden die homogene Lösung der DGL.

$$x_h(t) = \tilde{C}_1 e^{j\sqrt{\frac{2k}{m}}t} + \tilde{C}_2 e^{-j\sqrt{\frac{2k}{m}}t} \quad (2.62)$$

Durch Anwendung der Eulerschen Formel [Bar07, S. 400] erhalten wir:

$$x_h(t) = \tilde{C}_1 \left(\cos \left(\sqrt{\frac{2k}{m}} t \right) + j \sin \left(\sqrt{\frac{2k}{m}} t \right) \right) + \tilde{C}_2 \left(\cos \left(\sqrt{\frac{2k}{m}} t \right) - j \sin \left(\sqrt{\frac{2k}{m}} t \right) \right) \quad (2.63)$$

$$x_h(t) = (\tilde{C}_1 + \tilde{C}_2) \cos \left(\sqrt{\frac{2k}{m}} t \right) - j (\tilde{C}_1 - \tilde{C}_2) \sin \left(\sqrt{\frac{2k}{m}} t \right) \quad (2.64)$$

$$x_h(t) = C_1 \cos \left(\sqrt{\frac{2k}{m}} t \right) - C_2 \sin \left(\sqrt{\frac{2k}{m}} t \right) \quad (2.65)$$

Anschließend muss die partikuläre Lösung berechnet werden. Dafür benötigen wir eine Ansatzfunktion, die abhängig von der Art der Störfunktion ist. Nach [Bar07, S. 582] wählen wir:

$$x(t) = A \sin(\omega t) + B \cos(\omega t) + C. \quad (2.66)$$

Diese und dessen zweite Zeitableitung

$$\ddot{x}(t) = -A\omega^2 \sin(\omega t) - B\omega^2 \cos(\omega t) \quad (2.67)$$

wird in die DGL eingesetzt

$$A \cdot \sin(\omega t) \cdot (2k - m\omega^2) + B \cdot \cos(\omega t) \cdot (2k - m\omega^2) + C = (\hat{F}_{in} - \hat{F}_R) \cdot \sin(\omega t) \quad (2.68)$$

und über einen Koeffizientenvergleich A, B und C ermittelt.

$$A \cdot (2k - m\omega^2) = \hat{F}_{in} - \hat{F}_R \quad (2.69)$$

$$B \cdot (2k - m\omega^2) = 0 \quad (2.70)$$

$$\rightarrow C = 0$$

$$\rightarrow A = \frac{\hat{F}_{in} - \hat{F}_R}{2k - m\omega^2}$$

$$\rightarrow B = 0$$

Für die Bestimmung der partikulären Lösung werden die Koeffizienten in dessen Ansatzfunktion

2.66 eingesetzt.

$$x_p(t) = \frac{\hat{F}_{in} - \hat{F}_R}{2k - m\omega^2} \sin(\omega t) \quad (2.71)$$

Schließlich erhalten wir eine Lösungsschar durch die Linearkombination der homogenen und partikulären Lösung.

$$x(t) = x_h(t) + x_p(t) \quad (2.72)$$

$$x(t) = C_1 \cos\left(\sqrt{\frac{2k}{m}}t\right) - jC_2 \sin\left(\sqrt{\frac{2k}{m}}t\right) + \frac{\hat{F}_{in} - \hat{F}_R}{2k - m\omega^2} \sin(\omega t) \quad (2.73)$$

Um die allgemeine Lösung der inhomogenen DGL für das beschriebene Problem zu erhalten, müssen Anfangsbedingungen definiert sein. Es werden mindestens zwei Anfangsbedingungen benötigt um das Gleichungssystem vollständig zu lösen. Die erste Anfangsbedingung beinhaltet, dass zum Zeitpunkt Null der Stößel nicht ausgelenkt ist.

$$x(0) = 0 \quad (2.74)$$

Des Weiteren soll der Stößel sich in einer Ruhelage zum Zeitpunkt Null befinden, so dass auch dessen Geschwindigkeit Null ist.

$$\dot{x}(0) = v(0) = 0 \quad (2.75)$$

Durch Einsetzen der ersten Anfangsbedingung erhalten wir:

$$x(0) = C_1 = 0. \quad (2.76)$$

Um die zweite Anfangsbedingung einzusetzen, muss zunächst die spezielle Lösung differenziert werden.

$$\dot{x}(t) = -C_1 \sqrt{\frac{2k}{m}} \sin\left(\sqrt{\frac{2k}{m}}t\right) - C_2 \sqrt{\frac{2k}{m}} \cos\left(\sqrt{\frac{2k}{m}}t\right) + \omega \frac{\hat{F}_{in} - \hat{F}_R}{2k - m\omega^2} \cos(\omega t) \quad (2.77)$$

Schließlich kann die zweite Anfangsbedingung eingesetzt

$$\dot{x}(0) = -C_2 \sqrt{\frac{2k}{m}} + \omega \frac{\hat{F}_{in} - \hat{F}_R}{2k - m\omega^2} \quad (2.78)$$

und nach C_2 aufgelöst werden.

$$C_2 = -\frac{\sqrt{m} (\hat{F}_{in} - \hat{F}_R) \omega}{\sqrt{2k} (2k - m\omega^2)} \quad (2.79)$$

Durch Einsetzen der Koeffizienten in die allgemeine Lösung der inhomogenen DGL erhalten wir für die Bewegungsgleichung des Stößels die Gleichung:

$$x(t) = \frac{2 (\hat{F}_{in} - \hat{F}_R) \sin(\omega t) - \sqrt{\frac{2m}{k}} (\hat{F}_{in} - \hat{F}_R) \omega \sin\left(\sqrt{\frac{2k}{m}} t\right)}{4k - 2m\omega^2}. \quad (2.80)$$

Das Dämpfersystem soll ein Teilmodul der Werkzeugmaschine sein und auftretende Schwingungen dämpfen und die Amplitude der Auslenkung klein halten. Die Gleichung 2.80 beschreibt genau diese Auslenkung. Es gilt diese Gleichung zu minimieren, da auftretende Schwingungen möglichst kleine Auslenkungen hervorrufen soll um die Genauigkeit der Werkzeugmaschine zu garantieren/verbessern. Die einzigst unbekannte Größe dieser Gleichung ist die Reibungskraft, welche aus der Lösung der Navier-Stokes Gleichungen hervorgeht. Ist die Reibungskraft, welche durch das strömende Fluid im Dämpfer verursacht wird, groß, so sind kleine Auslenkungen zu erwarten. Auch weil die Membran des Dämpfers eine hohe Federsteifigkeit aufweist, sind kleine Auslenkungen zu erwarten. Und genau an dieser Stelle ist in Gleichung 2.80 zu erkennen, dass eine mathematische Abhängigkeit zwischen den Weg $x(t)$ und dem als Störfunktion \hat{F}_R modellierte Reibungskraft besteht, jedoch gleichzeitig auch eine physikalische Abhängigkeit von \hat{F}_R in Abhängigkeit zum Weg entsteht. Rein aus der Simulationssicht betrachte entspricht dies einer algebraischen Schleife, welche im vorliegenden Fall leider nicht aufgelöst werden konnte. Daher muss an dieser Stelle festgehalten werden, dass der Lösungsansatz für die Simulation des Aktiven Dämpfers nicht über die Lösung und Simulation der Bewegungsgleichung erfolgen kann und dieser somit verworfen wurde. Ein weiterer Ansatz, der zum gegenwärtigen Zeitpunkt jedoch aufgrund der begrenzenden Projektlaufzeit nicht mehr umgesetzt werden konnte, ist die Modellierung und Simulation des Systems als geschlossenes FEM-Modell.

Lageregelung

Der entwickelte Demonstrator ermöglichte es, unterschiedliche Regelungskonzepte auf Ihre Güte hin zu prüfen. Um den Implementierungsaufwand möglichst gering zu halten wurden klassische PI-Regler zur Regelung verwendet. Zu beachten ist dabei, dass sich das dynamische Verhalten in Abhängigkeit der aktuellen Pose ändert. Nichtsdestotrotz lässt sich das Verhalten

stets mit einer linearen Näherung sehr gut beschreiben. Daher musste für die Regelung eine lineares schaltendes System untersucht werden. Solche Systeme lassen sich mit

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \mathcal{A}(t)\mathbf{x}(t) \quad \text{with} \quad \mathcal{A}(t) \in \{\mathbf{A}_1, \mathbf{A}_2, \dots, \mathbf{A}_N\}. \quad (2.81)$$

beschreiben. Problematisch dabei ist, dass von der Stabilität der einzelnen Systemmatrizen nicht auf die Stabilität des gesamten Systems geschlossen werden kann, sondern es sich dabei nur um eine notwendige Bedingung handelt⁹. Daher wurden Methoden entwickelt, um alle stabilisierenden Parameter solcher System zu ermitteln. Diese wurden im Rahmen von zwei Konferenzbeiträgen veröffentlicht [Voß+16; Voß+]. Die Grundidee dabei ist der klassische Parameterraum Ansatz [Ack+02], welcher ursprünglich aus der Analyse von linearen zeitinvarianten Systemen stammt. Mithilfe dieses Ansatzes und der Lyapunov Gleichung:

$$\mathbf{A}^T \mathbf{P} + \mathbf{P} \mathbf{A} = -\mathbf{Q} \quad (2.82)$$

ist eine Methode entstanden, die es ermöglicht alle stabilisierenden Parameter zu berechnen.

Ein System mit der Systemmatrix \mathbf{A} ist asymptotisch stabil, genau dann wenn zu jeder positiv definiten Matrix \mathbf{Q} eine positiv definite Matrix \mathbf{P} existiert, die Gleichung 2.82 erfüllt. Wenn dieselbe Matrix \mathbf{P} (engl. *Common Quadratic Lyapunov Function*) für jedes Untersystem stabil ist, so ist auch das schaltende System stabil [Lib03].

Für die Stabilität eines Systems mit frei wählbaren oder unbestimmten Parametern entstehen daraus algebraische Bedingungen an diese Parameter, welche sich als Kurven bzw. Ebenen im Parameterraum darstellen lassen. Konkret werden diese Bedingungen über das Kronecker Produkt und die Cholesky-Zerlegung bestimmt [Voß+16]. Der aus den Bedingungen resultierende stabilisierende Parameterraum kann dann mittels R-Funktionen [Rva63; Sha07] durch einen geschlossenen analytischen Ausdruck angegeben werden. Anzumerken sei hierbei, dass Lyapunov basierende Methoden stets sehr konservativ sind. Dieser Konservatismus wird durch eine überlagerte Optimierung minimiert. Für die Optimierung wird ein evolutionärer Algorithmus verwendet, da diese sich in der Vergangenheit als sehr effizient bei der Behandlung nichtlinearer und nicht-konvexer Probleme herausgestellt haben [ES15; Sun12]. Die so entstandene Lösungsmethodik ist dabei vielseitig anwendbar. Denn über den gleichen bzw. einen leicht abgewandelten algorithmischen Ablauf können auch andere Systemklassen (z.B Deskriptor- oder Totzeitsysteme) untersucht werden. Mithilfe der entwickelten Methodik ist es nun möglich, die stabilisierenden Reglerwerte zu bestimmen und damit die Regler zu entwerfen. Da neben der reinen Position auch ein Kraftregelung von Nöten ist, wurde ein kaskadiertes Regelungskonzept verfolgt. Die dadurch entstehende verschachtelte Struktur verdeutlicht Abbildung 2.26.

⁹Liberzon

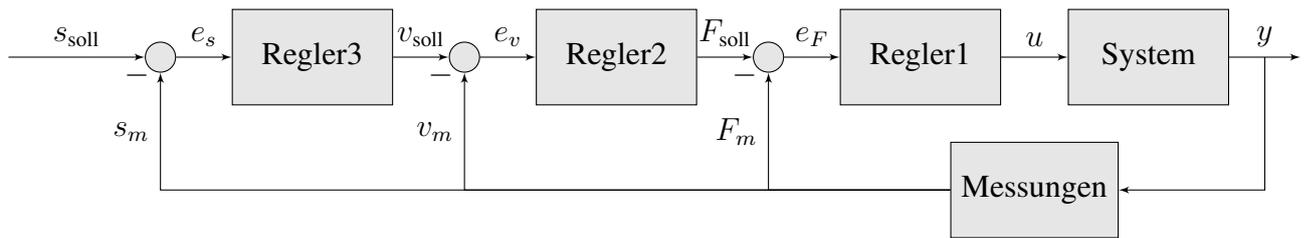


Abbildung 2.26: Kaskadierte Reglerstruktur

Regler 1 regelt die Kraft des Antriebes und kompensiert dessen Zeitkonstante, sowie die auftretenden Reibungskräfte. Der mittlere Regelkreis (Regler 2) regelt die Geschwindigkeit und gibt den Sollwert für den inneren Regelkreis vor. Der äußerste Regelkreis (Regler 3) regelt die Position des Gestells und gibt somit wiederum den Sollwert für die Geschwindigkeitsregelung vor. Da die Regler sich (von außen nach innen) die Sollwerte, (auf Basis unterschiedlicher Messgrößen) vorgeben, entsteht die bereits erwähnte Kaskadenstruktur. Diese Struktur ist nur funktionsfähig, wenn die einzelnen Regler nach innen schneller werden, damit sie den Sollwertverlauf folgen kann. Das bedeutet, dass die Zeitkonstanten der resultierenden Regelkreise nach innen kleiner werden müssen. Dabei hat sich ein Faktor von 4 . . . 5 zwischen den Zeitkonstanten der einzelnen Kreise als sinnvoll herausgestellt.

Das Gestell wird somit durch eine Kaskadierung klassischer linearer Regler geregelt, was die Robustheit erhöht und den notwendigen Rechenaufwand gering hält.

2.4 Demonstrator

Im Rahmen des Projektes erfolgte die Erstellung eines Demonstrators, welcher die grundlegenden Funktionsweise zeigen und gleichzeitig als Evaluierungsmodell dienen soll jedoch nicht den Status Praxistauglichkeit anstrebt. An dieser Stelle erfolgt lediglich aus Gründen der Vollständigkeit eine kurze Beschreibung dieses.

Auf Basis des Simulationsmodells aus Abschnitt 2.2.2 soll im Folgenden die Konstruktion des Demonstrators beschrieben werden. Der Demonstrator stellt dabei ein Modell des adaptiven Gestells in reduzierter Größe dar. Er soll daher ein Kantenmaß von 800mm und eine Höhe von 500mm aufweisen. Aufgabe des Demonstrators ist es die Funktion der Regelung zu demonstrieren und die Funktion des Adaptionmechanismus zu belegen.

Konstruktion des Demonstrators

Der Demonstrator soll aus $40 \times 40 \text{ mm}$ Aluprofilen entstehen. Die Hubsäulen werden für das Modell durch elektrische Hubzylinder realisiert. Diese arbeiten auf die selbe Weise wie Hubsäulen. Diese Zylinder besitzen aber eine wesentlich geringere Baugröße.



Abbildung 2.27: elektrische Zylinder

Bei der Konstruktion des Demonstrators wurde die Funktionalität in den Fokus gestellt. Daher besitzt er eine geringere Stabilität als das eigentliche adaptive Gestell. Weiterhin wurde ein hoher Vorfertigungsgrad angestrebt. Daher müssen für den Bau des Modelles nur zehn Winkelverbindern angefertigt werden. Alle anderen Komponenten des Demonstrators bestehen aus konfektionierten Kaufteilen.

BauteilAuswahl

Die Bauteile des Demonstrators werden alle kompakter ausgelegt, als im Realsystem geplant. Zugleich sind die Dimensionen für Stell- und Hilfsenergien an die Anforderungen des Minimal-systems anzupassen. Da es sich beim Demonstrator um ein Präsentationsobjekt handelt, wurde der Fokus zumeist auf Kostenminimierung gesetzt.

Aktoren

Low Cost Elektrozyylinder JC35W (JIE CANG Linear Motion): [JIE15]

Der JC35W ist ein kostengünstiger und zuverlässiger linearer Kleinaktuator, der vor allem in der Möbelindustrie, der Medizintechnik und im allgemeinen Maschinenbau Anwendung findet (Quelle: www.bibus.at). Mit dynamischen Lasten von 125-1000 N und zugehörigen Verfahrgeschwindigkeiten von 22 bis 4 mm/s ist dieser lineare Antrieb ideal für die Aufgabenstellung



Abbildung 2.28: Demonstrator

geeignet. Der Zylinder wird beim Ausrichten mit maximal 24 V (Vorgabe durch Motorrelais oder Drehzahlsteller) betrieben. Weitere Angaben zum Antrieb sind im Anhang hinterlegt. Die Kosten pro Elektrozyylinder belaufen sich auf rund 75€.



Abbildung 2.29: Elektrozyylinder JC35W (www.jiechang.com)

Sensoren

ZEROTRONIC Neigungssensoren Typ 3-0.5: [AG16]

Die Sensoren der ZEROTRONIC-Familie haben einen digitalen Neigungssensor und eine digitale Datenübertragung. Dieser digitale Aufbau ermöglicht es, Temperatureinflüsse zu kompensieren und die Messdaten ohne Verluste über lange Distanzen zu übertragen. Der Typ 3 Sensor verfügt über die Eigenschaft ein analoges Ausgangssignal zu erzeugen. Weitere Recherchen ergaben, dass dieses Signal nur quasianalog ist. In der Realität handelt es sich um ein pulswellenmoduliertes Signal. Weitere relevante Kenndaten sind:

- Versorgungsspannung 5 V
- Messbereich -0.5° bis $+0.5^\circ$
- maximale Leistungsaufnahme 70 mW bis 100 mW



Abbildung 2.30: WYLER ZEROTRONIC TYP 3

FSR402 Dünnschicht Drucksensoren: [Ele15]

Diese Sensoren dienen der Erfassung niedriger Drücke. Mit einem Messbereich von 10g bis 10kg werden Sie in der Regel in Touch-Oberflächen eingesetzt. Am Demonstrator ermöglichen sie die Bodenkontakterfassung der ausfahrbaren Beine. Der Stückkosten für die FSR402 belaufen sich auf rund 10 €.

Steuerung

Für die Steuerung des Demonstrators wird ein Arduino Mega 2560¹⁰ genutzt. Dieser lässt sich sehr schnell und einfach für eine Vielzahl von Anwendungsfällen programmieren, da der Hersteller Bibliotheken vorhält, die eine Konfiguration beschleunigen. Weiterhin bietet Matlab eine

¹⁰Quelle für Angaben und Abbildungen: www.arduino.cc



Abbildung 2.31: Dünnschicht Drucksensor FSR402 (www.interlinkelectronics.com)

Reihe Support Packages für die Arduino Boards an, die entsprechende I/O-Blöcke zur Verfügung stellen und die Simulink Modelle direkt auf der Hardware lauffähig machen.

Tabelle 2.3: Technische Daten Arduino Mega 2560

Mikrocontroller	ATmega2560
Betriebsspannung	5 V
Eingangsspannung (empfohlen)	7-12 V
Eingangsspannung (Grenzwerte)	6-20 V
Digitale I/O Pins	54 (15 mit PWM Ausgangs-Unterstützung)
Analoge Eingänge	16
Gleichstrom je I/O Pin	20 mA
Gleichstrom für 3.3 V Pin	50 mA
Taktrate	16 MHz
ADU Auflösung je Pin	10 bit
Abmessung	101.52 x 53.3 mm
Gewicht	37 g

Durch mehrjährige Erfahrung stellte sich heraus, dass die Arduino Boards durch ihre kompakte Bauweise aber zugleich hohe Funktionalität herausstechen. Sie sind variabel einsetzbar und auch für Einsteiger leicht zu programmieren. Ein besonderes Feature ist die problemlose Integration in MATLAB Simulink, zur Hardware-nahen Systementwicklung.

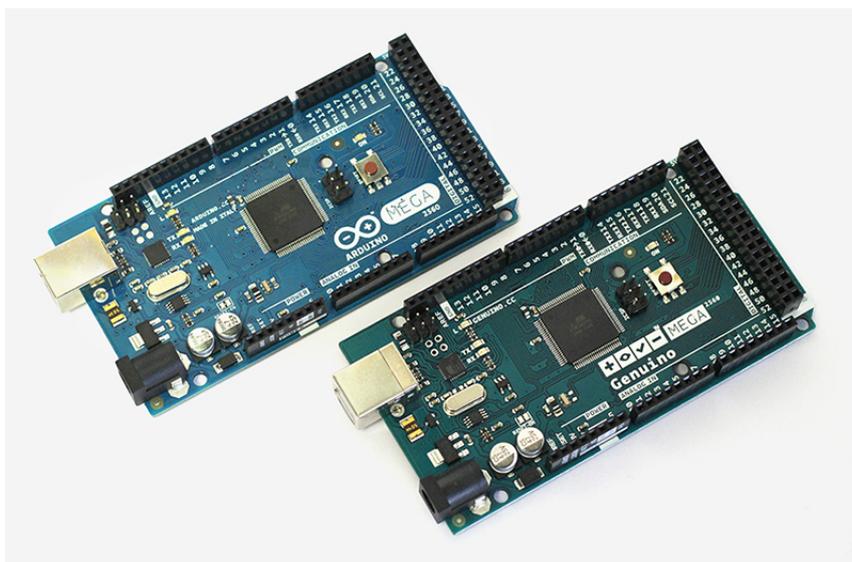


Abbildung 2.32: Arduino Mega 2560 (www.arduino.cc)

Weitere Baugruppen

RS485 TTL Konverter:

Damit die Neigungssensoren hardwareseitig an den Mikrocontroller gekoppelt werden können, ist die Verwendung eines Konverters für die RS485 Schnittstelle nötig. Die Signale der Sensoren werden an die Serial-Port-Pins des Arduino weitergeleitet. Eine entsprechender Block zum Abgriff des ASCII Signals ist in MATLAB vorhanden. Die Stückkosten betragen circa 2 €.

Digitale Drehzahlsteller: [Ele13]

Die Antriebe für die Hubzylinder können nicht direkt durch den Mikrocontroller gespeist werden. Daher ist die Verwendung von Motorrelais und Drehzahlstellern notwendig. Für den Demonstrator werden vier Drehzahlsteller vom TYP DGS 24/03 - 567b der Firma EPH elektronik verwendet.

Die Drehzahlvorgabe wird über ein analoges Signal ($0 - 5V$) realisiert. Dieses erhält der Steller über ein PWM Signal vom Controller. Die Drehrichtungsumkehr wird über einen digitalen Eingang (low $0V$, high $5V$) aktiviert. Weitere Angaben können dem angehängten Datenblatt im Anhang entnommen werden. Die Kosten pro Steller belaufen sich auf ca. 60 €.

Spannungsversorgung:

Antriebe und Steuerungskomponenten werden mit unterschiedlichen Speisespannungen betrieben. Daher kommen zwei Netzteile zum Einsatz, welche alle Bauteile versorgen.

Für die Antriebe steht ein $24V$ Netzteil der Firma KNIEL zum Einsatz. Dieses liefert unter Last

einen maximalen Strom von $5A$. Das Netzteil ist mit zwei Sicherungen gegen Überlast abgesichert.

Für die Steuerungskomponenten, sowie die Sensoren steht ein $12V$ Netzteil bereit, dass einen maximalen Strom von $3A$ bereitstellen kann.

Montage des Demonstrators

Nachfolgend wird die Montage, sowie die Implementierung der Steuerungstechnik kurz erläutert.

Umsetzung der mechanischen Konstruktion

Das Material musste nach bestimmten Gesichtspunkten nachbearbeitet werden. Zum Einen mussten die Aluprofile entsprechend auf Längen und Winkel zugeschnitten und zum Anderen mussten die Metallverbinder für den Rahmen abgewinkelt und angepasst werden. Weiter wurden Aluwinkel zur Befestigung der Stellmotoren gefertigt und angepasst. Für die Anbringung der Neigungssensoren wurden Metallwinkel verwendet. In Abbildung 2.33 ist das fertig montierte Gestell zusehen:

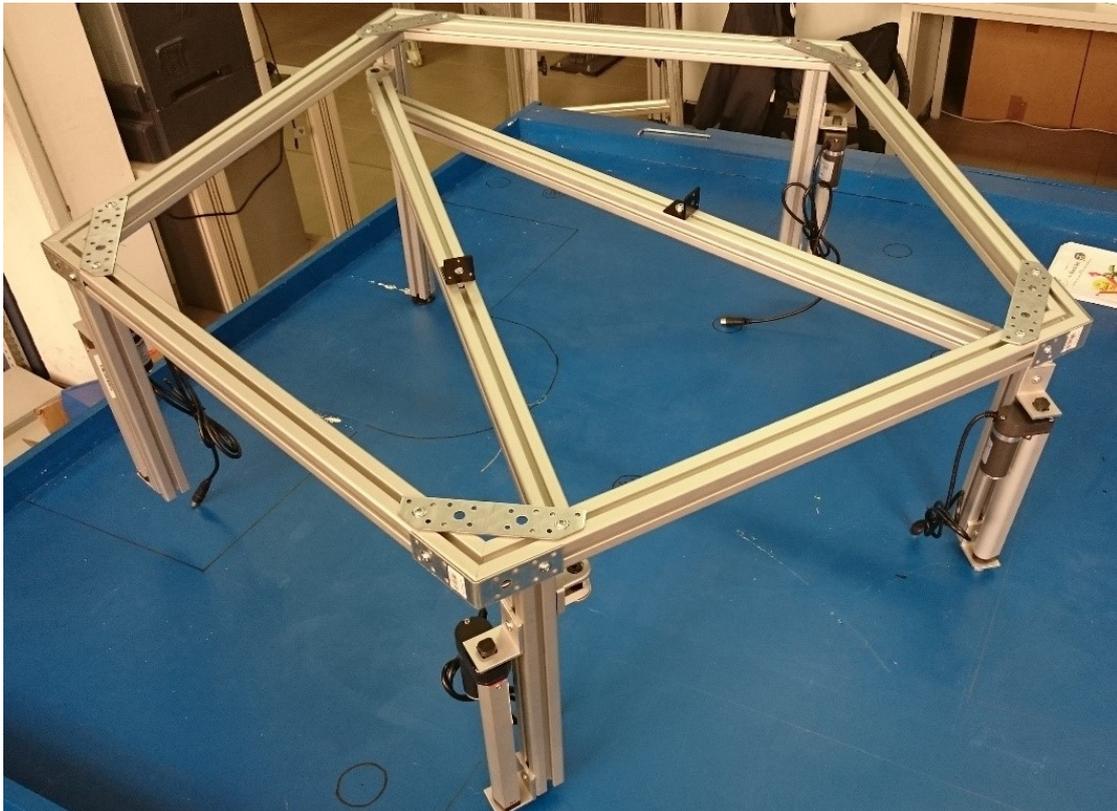


Abbildung 2.33: Montiertes Gestell

Integration der elektrischen Komponenten

Nachdem die Steuerungseinheit fertig montiert und verdrahtet war, wurden die Linearmotoren über DIN 4-pol XLR Steckkupplungen angeschlossen. Die beiden Neigungssensoren wurden an die für sie vorgesehenen Winkel auf den beiden Querstreben montiert und ebenfalls über geschirmte Leitungen mit der Steuerung verbunden. Die Kraftsensoren wurden mit Hilfe ihrer Klebestellen an der Stirnseite der Stempel, also unter den „Füßen“ der Linearmotoren 1 und 4 appliziert. Über Klinke-Buchsen versorgen die 5V- und 12V-Netzteile die Steuerungseinheit mit Spannung. Die 24V-Versorgung erfolgt über zwei nach Außen geführten Adern ebenfalls angeklemt an ein entsprechendes Netzteil. Zusätzlich wurde zur Aufnahme des Steuerungskastens an einer Seite des Gestells ein Pult montiert. In Abbildung 2.34 ist der betriebsbereite Demonstrator dargestellt.

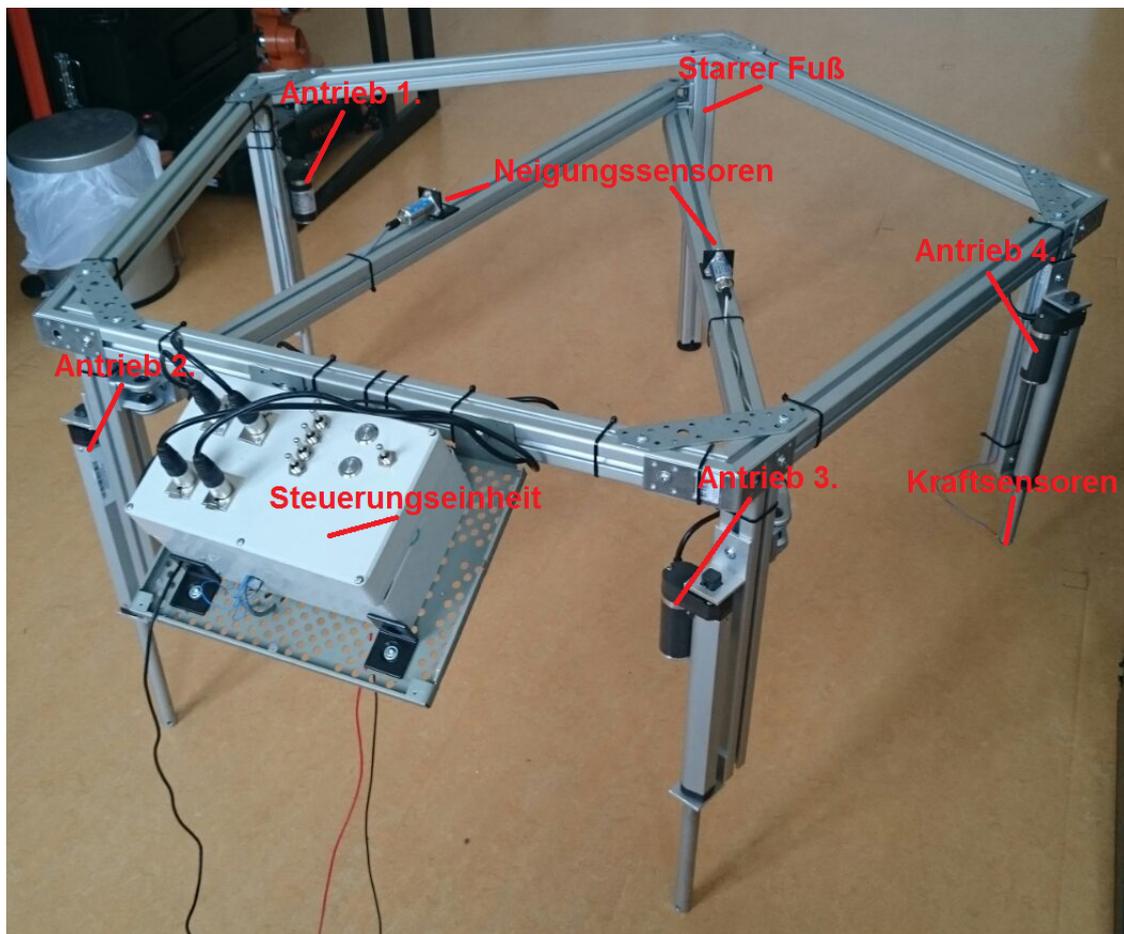


Abbildung 2.34: Demonstrator in finaler Ausführung

Test des Demonstrators

Erster Test

Nachdem der Handbetrieb erfolgreich getestet wurde, konnte der Reglerbetrieb bzw. die automatische Ausrichtung getestet werden. Die Initialisierung der Ausrichtung durfte erst nach dem Umschalten vom Handbetrieb in den Ausrichtbetrieb und durch das Betätigen des entsprechenden Tasters möglich sein. Der Demonstrator wurde zuvor im Handbetrieb in eine merkliche Schiefelage gefahren. Der Ausrichtevorgang wurde mit dem betätigen des Confirm-Tasters gestartet. Als erstes mussten die Linearantriebe 1 und 4 unabhängig von der Schräglage des Gestells vollständig einfahren. Anschließend erfolgte die Ausrichtung der Neigungsvektoren des Linearantriebes 2 und 4. Nachdem die Ausrichtung nach der Neigung erfolgt ist, mussten nun noch die Antriebe 1 und 4 ausfahren bis diese den Untergrund berühren und dann abschalten. Über die im Confirm-Taster integrierte leuchtende LED wurde visualisiert, dass die Ausrichtung abgeschlossen ist. Der Reglerbetrieb wurde wiederholt, ausgehend von verschiedenen Anfangslagen, getestet.

Dabei wurde jedoch ein grundsätzliches Problem offensichtlich. Die Ausregelung nach der Neigung kam nicht abschließend zur Ruhe und damit konnte der Adaptionsvorgang nicht abgeschlossen werden. Nach näherer Untersuchung stellte sich heraus, dass die Ursache dafür in den zu stark schwingenden PWM-Signalen der Neigungssensoren liegt. Daraus folgte, dass ein permanenter und unregelmäßiger Offset am Sollwert Eingang des Reglers anstand.

Maßnahmen zur Glättung mit Hilfe von Tiefpassfiltern oder Mittelwertfiltern brachten nur minderwertige Verbesserungen. Das PWM-Signal konnte zwar geglättet werden, jedoch wurde die Signaländerung und damit die gesamte Regelung dadurch so sehr verlangsamt, dass ebenfalls eine Ausregelung nicht erfolgen konnte.

Änderungen am Demonstrator

Hardware Tiefpass Bei näher Betrachtung des Sachverhaltes wurde offensichtlich dass es bei der Abtastung des Neigungssignals zu einem aliasing Effekt kommt. Aufgrund der unzufriedenstellenden Leistungen des Software Tiefpasses, wurde den Mikrocontroller-Eingängen ein Hardware Tiefpass vorgelagert. Zur Realisierung wurden Widerstände der Größenordnung $57\text{ k}\Omega$ und Kondensatoren der Größenordnung $2,2\ \mu\text{F}$ verwendet. Somit konnte die experimentell bestimmte Zeitkonstante von $0,1\text{ s}$ beibehalten werden. Im Funktionstest erbrachten die Tiefpässe ausgezeichnete Ergebnisse, mit denen es nun möglich ist die Regelung schnell und genau durchzuführen.

Kraftregelung Um eine gleichmäßige Kraftverteilung auf alle fünf Beine des adaptiven Gestells zu gewährleisten wurde jeder Zylinder mit einem Kraftmesssystem versehen. Zusätzlich wurde eine einfache Regelung mittels PI-Regler hinzugefügt. Die Kraftregelung ist der Lageregelung untergeordnet. Sollte sich durch die Ausregelung der Kraft eine Lageveränderung des Gestelles ergeben greift die Lageregelung ein.

Auswertung der Testergebnisse

Aufgrund der durchgeführten Veränderungen am Demonstrator konnte ein funktionstüchtiges adaptives Gestell realisiert werden. Zur Verdeutlichung des Bewegungsablaufes wurden mehrere Datensätze aufgezeichnet. Ein typischer Regelungsverlauf wird im folgenden näher erläutert.

Während eines Regelvorganges verfahren die Zylinder zwei und drei folgendermaßen:

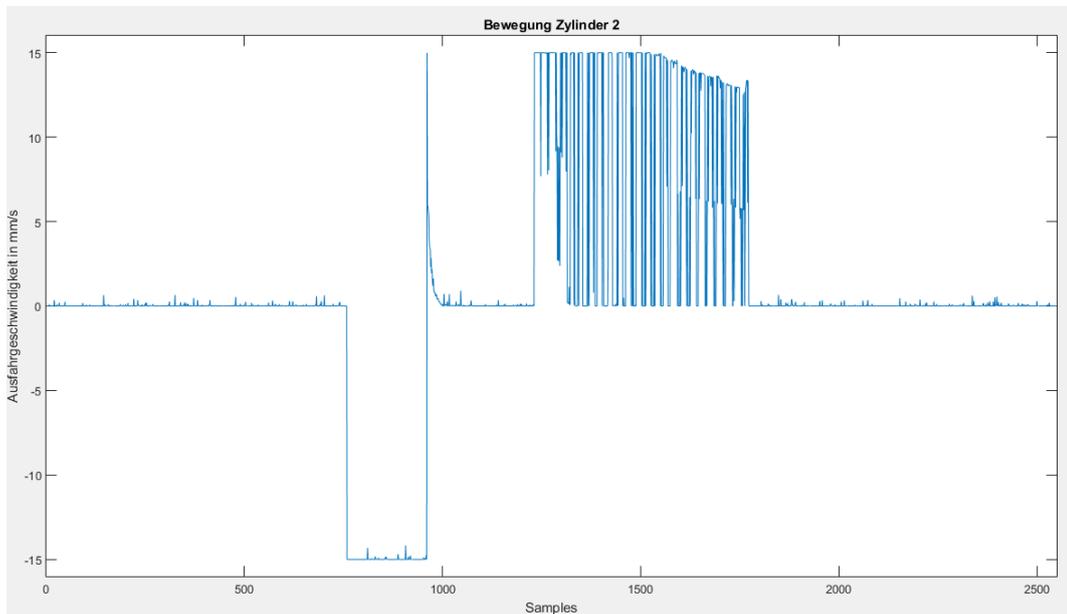


Abbildung 2.35: Bewegung Zylinder 2

Die Abbildungen veranschaulichen den Regelvorgang, welcher ab 1250 Samples beginnt sehr gut. Zur Bewertung der Regelung dient der Verlauf der Neigung.

Anhand der Neigungsverläufe wird ersichtlich, dass die adaptive Regelung auf 0 Grad ausregelt. Ebenso ist zu erkennen, dass die zwei Achsen unabhängig voneinander verfahren. Nachfolgend die Auswertung der Kraftregelung.

Die Kraftregelung wird erst nach erfolgreicher Lageregelung freigegeben, daher wird im folgenden auch nur diese Zeitspanne ausgewertet.

Anhand der Bewegungsverläufe der Zylinder und der Kraftmessung wird ersichtlich, dass die Kraftregelung wie gewünscht arbeitet. Ebenso wird das kontinuierliche Regelverhalten der Kraftregelung offensichtlich. Vergleicht man den Zeitpunkt der Kraftregelung aus Abbildung 2.41 mit dem Neigungsverlauf der Abbildung 2.37 und 2.38, wird ebenfalls ersichtlich, dass die Kraftregelung die Lage nicht verändert.

2.5 Verwertung im Rahmen des Fortgeschriebenen Verwertungsplans

Aus Sicht der Hochschule erfolgt die Verwertung der Ergebnisse im wesentlichen in der Nutzung des gewonnenen Wissens und des Know How's im Rahmen der Lehre und der Profilierung in der Forschung und Entwicklung. (Vgl. 3.8) Als konkrete Beispiele seien im Bereich der Lehre

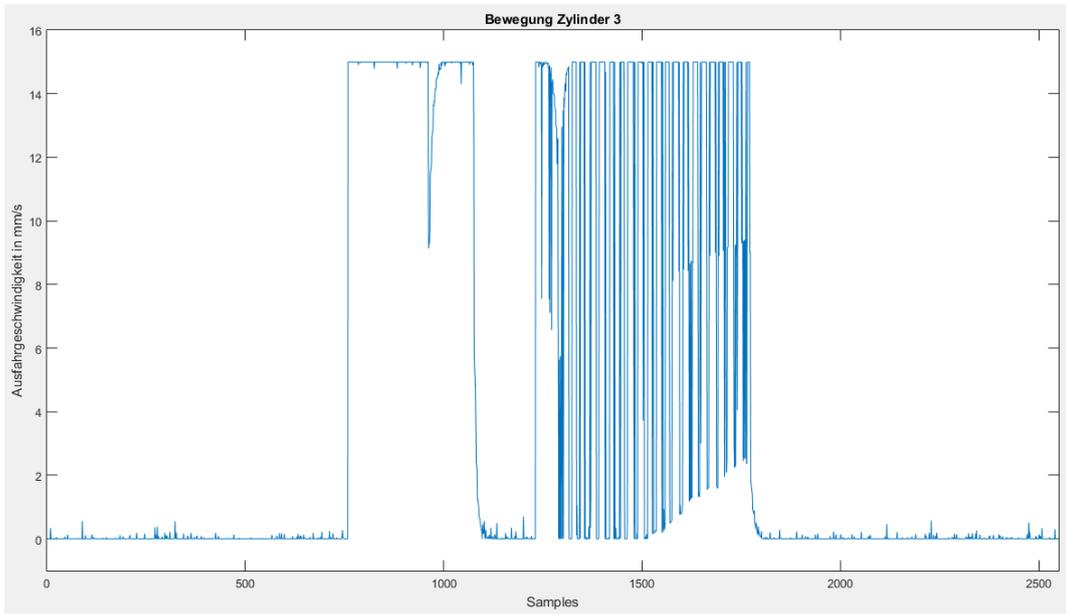


Abbildung 2.36: Bewegung Zylinder 3

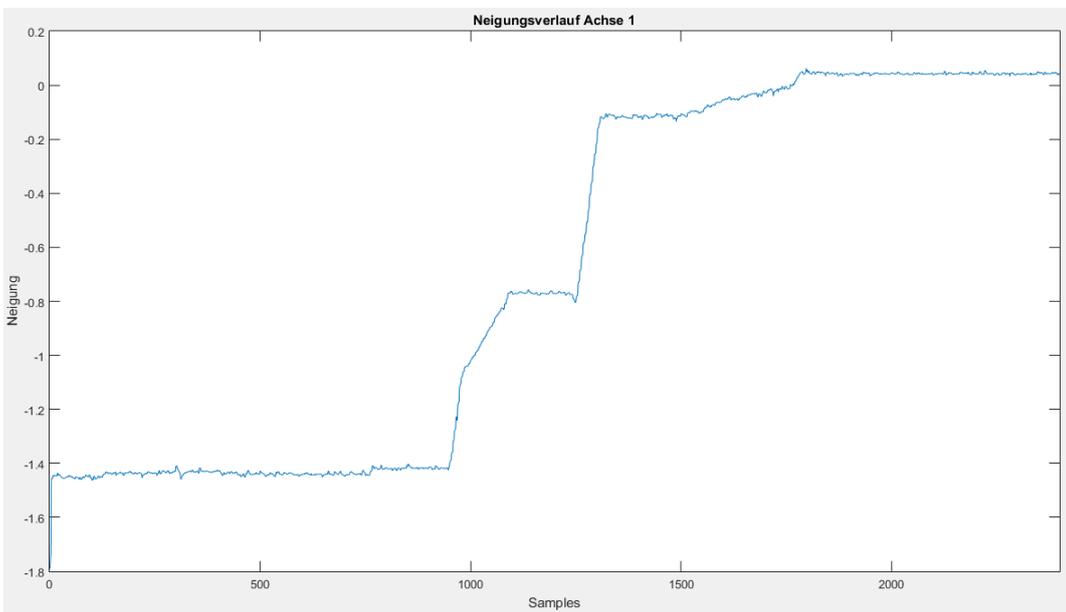


Abbildung 2.37: Neigungsverlauf Achse 1

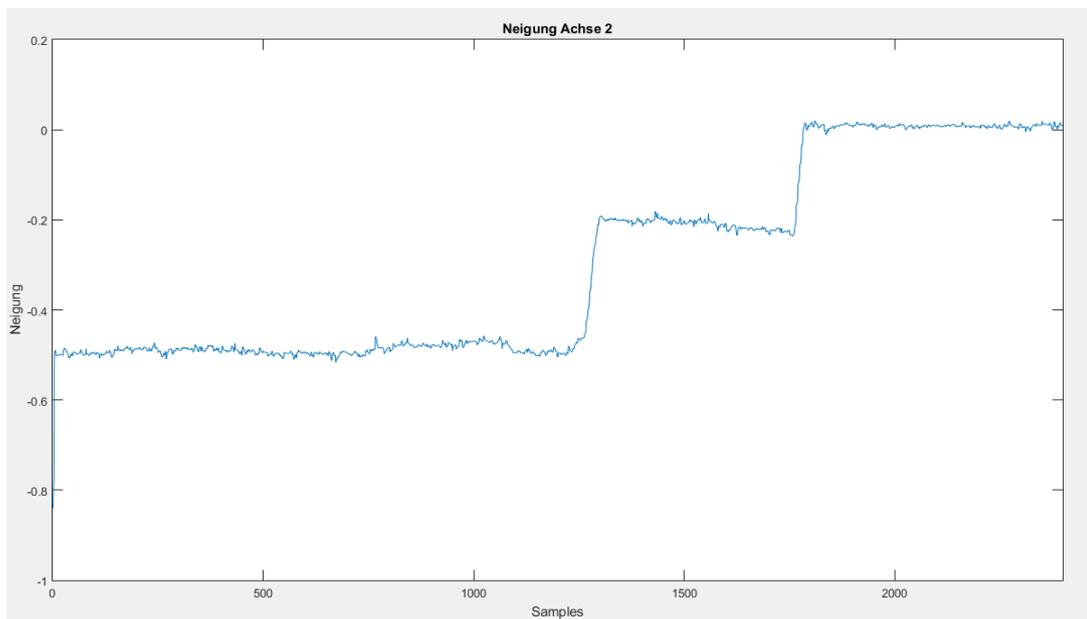


Abbildung 2.38: Neigungsverlauf Achse 2

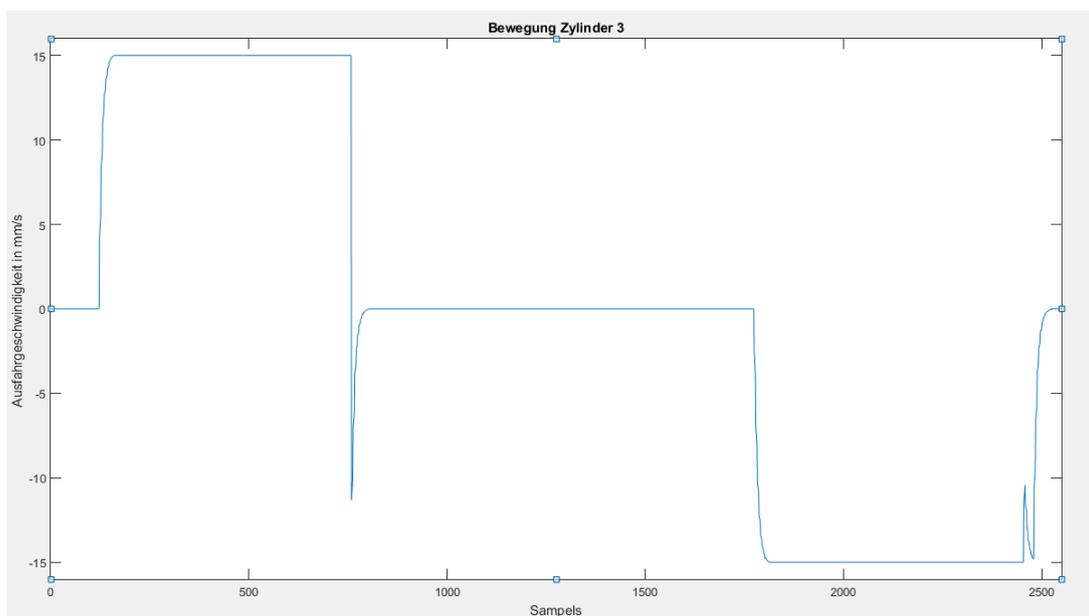


Abbildung 2.39: Bewegung Zylinder 1

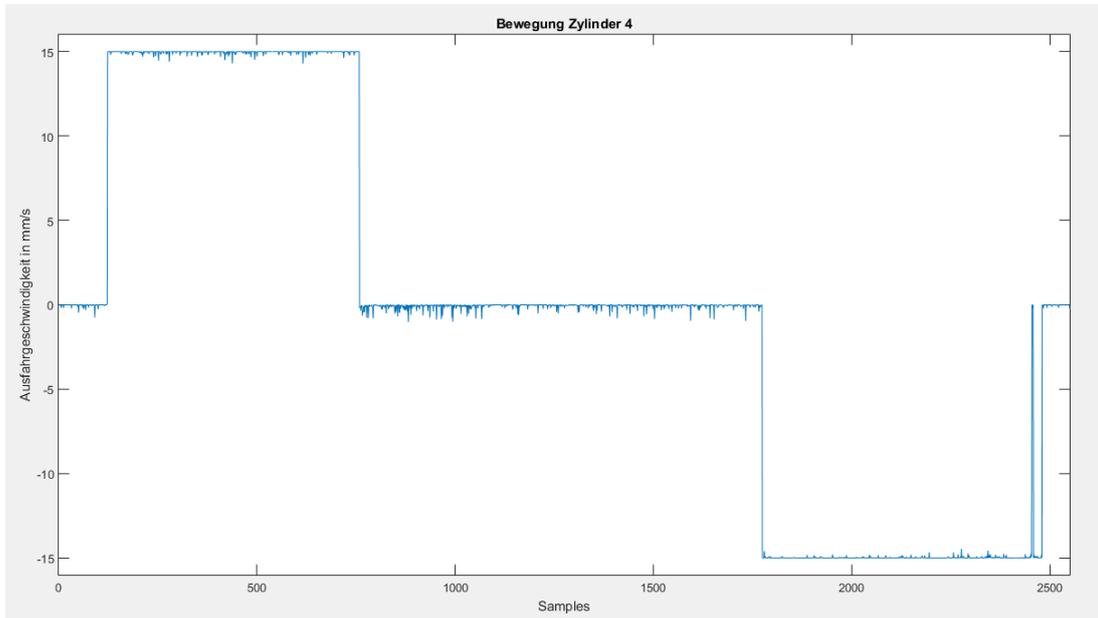


Abbildung 2.40: Bewegung Zylinder 4

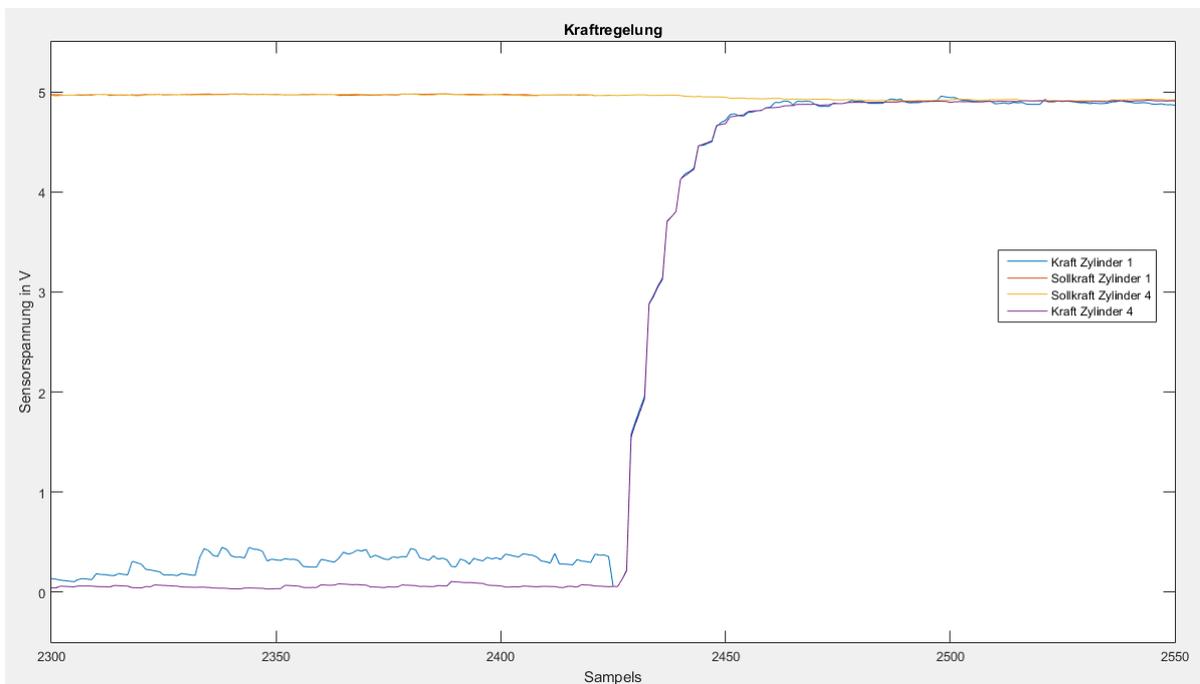


Abbildung 2.41: Kraftregelung

die Nutzung der Erkenntnisse aus dem Bereich der Simulation von hybriden Systemen (kombiniertes hydraulisches und mechanisches System) mit den dazugehörigen Simulationstools und Grenzen genannt. Weiterhin sind auch die vertiefte Nutzung von Möglichkeiten der automatischen Code-generierung zu benennen, welche systematisch Anwendung gefunden haben, jedoch nicht im Bericht weiter ausgeführt sind. Im Bereich der Profilierung auf dem Gebiet der Forschung und Entwicklung wurde ein weiterführendes Forschungspotential gemeinsam mit dem Fraunhofer Institut für Werkzeugmaschinen und Umformtechnik erarbeitet, welche die aktuellen Erkenntnisse mit der Funktionalität des in [Wab16] dargestellten Aktuators zu einem Gesamtsystem verschmelzen.

3 Erfolgskotrollbericht

3.1 Bezug zu den Förderpolitische Ziele

Die zentrale Zielstellung des Förderprogrammes FHprofUnt ist anwendungsorientierte Forschung und die forschungsnahe Kooperation mit Unternehmen, sowie die Qualifizierung des Fachkräftenachwuchses und der gegenseitige Wissens- und Technologietransfer mit Unternehmen. Im vorliegenden Fall konnten diese Ziele umgesetzt werden. Im wesentlichen erfolgte dabei der Wissenstransfer von der Hochschule im Form von weitreichenden Simulationen und das einbringen wissenschaftlichen Herangehensweisen, welche nach Aussagen des Geschäftsführers des kooperierenden Unternehmens neue Perspektiven und Ansatzpunkte lieferte. Gleichzeitig erfolgte auch ein Wissen und Know How Transfer vom Unternehmen an die Hochschule. Neben dem technischen Know How war dieser geprägt durch unternehmerische Sichtweisen auf Problemstellungen und deren Lösungsansätze. Hier konnte von beiden Seiten ein guter Kompromiss zwischen stark lösunggetriebener Herangehensweise des Unternehmens und der wissenschaftlich fundierten als auch tiefgreifenden Problemanalyse mit deren Lösungsfindung, gefunden werden. Dies spiegelte sich im Wesentlichen durch eine sehr gute Zusammenarbeit auf Augenhöhe wieder.

Weiterhin wurde ein signifikanter Beitrag zur Stärkung der international bestehenden Vorreiterrolle Deutschlands im Bereich der Entwicklung und Anwendung im Maschinenbau geleistet und die beim Antragsteller vorhandenen Kompetenzen im Bereich der Simulationstechnik und Robotik wurden durch das Projekt nachhaltig gestärkt. Durch die zusätzliche Verknüpfung mit dem Anwendungsbereich der Werkzeugmaschinen wurde zusätzliche Systemlösungskompetenz im Projektverlauf erworben. Darauf aufbauend werden Chancen zum Erwerb von Drittmitteln genutzt, indem die sich eröffnenden Möglichkeiten für die Projektion der Anwendung auf neuartige Anwendungsfelder ausgedehnt werden soll.

3.2 wissenschaftlich technische Ergebnisse

Das wesentliche Ziel des Projektes, einen funktionsfähigen Demonstrator zu erstellen, welcher das im Antrag geschilderte wissenschaftliche Projektanliegen, über eine integrierte Kraftmes-

sung in den Maschinenfüßen und eine integrierte Neigungsmessung zwischen den Maschinenfüßen vier der fünf Füße selbst in einer Weise aktorisch so anzusteuern, dass die ursprüngliche Maschinenaufstellung/-aufspannung exakt erreicht wird und so auf eine erneute Rekalibrierung des geometrischen Maschinenmodells verzichtet werden kann, kann als erfolgreich abgeschlossen betrat werden. Aus wissenschaftlicher Sicht ergeben sich bei der Entwicklung eines solchen Systems immer neue Möglichkeiten und Ansatzpunkte für innovative Lösungen. Daher wurde auch für die im Rahmen der Projektbearbeitung herausgearbeitete Problemstellung der Eingschwingungen der Maschine, aufgrund der Breitbandigen Anregung durch die spanende Bearbeitung, nach einer Lösung gesucht. Hierzu wurde auf Basis einer Grundidee, welcher der Kooperationspartner eingebracht hat, zunächst ein Grundprinzip für die aktive Bedämpfung der Schwingungen mittels eines hydraulischen Dämpfer erstellt und dies im Rahmen von Simulation untersucht. Leider konnte hier aufgrund der begrenzten Ressourcen keine validierbare Lösung gefunden werden.

Das die Problemstellung mittlerweile eine Forschungsthema darstellt zeigt, dass im Fraunhofer-Institut für Werkzeugmaschinen und Umformtechnik entwickelte aktive Aufstellelement zur Kompensation von Bodenschwingungen [Wab16]. Dieser, parallel zur den vorliegen Untersuchungen, entwickelte Aktuator zielt zwar nicht auf die Bedämpfung der Eigenfrequenzen der Maschine, jedoch zeigt dies, dass die aktive Bekämpfung von Schwingungen ein weiterhin ungelöstes Problem darstellt.

3.3 Arbeiten die zu keiner Lösung geführt haben

Im Bereich der aktiven Bekämpfung der Systemschwingungen konnte aufgrund der Komplexität der physikalischen Zusammenhänge im zeitlichen Rahmen des Projektes leider keine geeignetes Lösungsverfahren für die Modellgleichung gefunden werden, das sich für die zur Verfügung stehenden Simulationswerkzeuge eignet. Jedoch ist dieses Problem als lösbar anzusehen, indem entweder die numerischen Tools hierfür weiter qualifiziert werden, oder eine ingenieurmäßige Vereinfachung des Modells mit entsprechender experimenteller Verifikation gelingt.

3.4 Ergebnisse Dritter mit Einfluss auf das Projekt

Im Projektverlauf sind keine Ergebnisse bekannt geworden, die das Projekt behindern oder gar in Frage stellen.

3.5 Schutzrechte

Es wurden keine Erfindungen, Patente oder Schutzrechte im Rahmen des Projektes angemeldet oder in Anspruch genommen.

3.6 Zusammenarbeit

Neben den erzielten wissenschaftlichen Projektergebnissen, war es ein avisiertes Ziel, eine Vernetzung zwischen Hochschule und Industrie aufzubauen und die Beziehungen zu den Projektpartner zu vertiefen. Dieses avisierte Ziel wurde aus Sicht des Antragstellers erreicht. Dies erfolgte insbesondere durch einen regen Wissensaustausch, der nicht nur unter den Projektbeteiligten erfolgte. Zusätzlich zu den genannten Projektbeteiligten konnten aufgrund der dargestellten Kompetenz im Bereich der modellbasierten Regelung/Steuerung von Robotern und mit der praxisnahen Anwendung der Automatischen Codegenerierung für den industriellen Einsatz neue industrielle Partner für eine zukünftige Zusammenarbeit gewonnen werden. Als Beispiel hierfür sind das Unternehmen AIS GmbH mit Sitz Bad Döberitz sowie das Unternehmen HSsystems mit Sitz in Borsdorf zu nennen. Durch die örtliche Nähe zu diesen Firmen sind zum gegenwärtigen Zeitpunkt neue Drittmittelprojekte in der Vorantragsphase.

3.7 Kosten und Zeitplanung

Das Forschungsprojekt wurde mit einer Laufzeit von 36 Monaten und einem Budget von 258.448,00€ zzgl. Projektpauschale von 51.689,00€ mit Projektbeginn zum 01.07.2012 beantragt und am 26.10.2012 genehmigt.

In Anbetracht der Problemstellung, dass zuvor ins Auge gefasste Absolventen bereits Monate vor Projektstart ihren Studienabschluss vollzogen hatten und angesichts der guten Arbeitsmarktlage, -ggf. bereits vor der Abschlussprüfung- einen Arbeitsvertrag in der freien Wirtschaft erhalten haben, gestaltete sich die Rekrutierung qualifizierter BewerberInnen schwierig. Daher konnte erst zum 01.01.2013 ein entsprechend qualifizierter Projektmitarbeiter für das Projekt eingestellt werden. Im Verlauf der Projektbearbeitung wurde dann ein zweiter Mitarbeiter eingestellt. Weiterhin wurde von einem der beiden Projektmitarbeiter eine Elternzeit von 2 Monaten in Anspruch genommen. Diese Zeit konnte nicht durch den zweiten Mitarbeiter, welcher nur Teilzeit an dem Projekt gearbeitet hat, kompensiert werden. Daher wurde ein Antrag auf kostenneutrale Verlängerung bis zum 31.03.2016 gestellt und genehmigt. Die dabei entstandenen realen Ausgaben über die gesamte Projektlaufzeit belaufen sich mit der Projektpauschale von 50.022,79€ auf 250.113,96€. Ein entsprechender Endnachweis wurde dem Projektträger

übersendet.

3.8 Fortschreibung des Verwertungsplans

Verwertungsplan

für Vorhaben in einer der Förderlinien des BMBF-Programms „Forschung an Fachhochschulen“

Förderkennzeichen:	03FH002PX2
Projekttitel:	Vom Werkstück versteifte mobile Werkzeugmaschine (PENTAKEL)
Hochschule(n):	Hochschule für Technik, Wirtschaft und Kultur Leipzig
Projektleitung:	Prof. Dr.-Ing. Markus Krabbes
Projektpartner: (Name, Rechtsform, Adresse)	Metrom GmbH Schönaicher Straße 6 D-09232 Hartmannsdorf

1. Wirtschaftliche Verwertung aus Sicht der Hochschule und ggf. aus Sicht Dritter		
Lfd. Nr.	Konkrete Verwertung	Zeithorizont
1.1	Mitwirkung bei der Anwendungsüberführung	2016 – 2018
1.2	Einwerbung von FuE-Anschlussprojekten und –aufträgen	2017 – 2019

2. Wissenschaftlich-technische Verwertung aus Sicht der Hochschule und ggf. aus Sicht Dritter		
Lfd. Nr.	Konkrete Verwertung	Zeithorizont
2.1	Nutzung von Teilergebnissen im Rahmen der Lehre	2016 – 2019
2.2	Qualifizierung des wiss. Nachwuchses	2016 – 2020

3. Wissenschaftliche und wirtschaftliche Folgeentwicklungen/-projekte aus Sicht der Hochschule und ggf. aus Sicht Dritter		
Lfd. Nr.	Nächste Schritte	Zeithorizont
3.1	Nutzung der gewonnenen Kompetenz für Folgeprojekte/Forschungsaufträge	2016 – 2018
3.2	Systemweiterentwicklung und -optimierung	2016 – 2018
3.3	Transformation von Projektergebnissen in neue Anwendungsbereiche	2016 – 2017

4. Wissenstransfer (Studien-/Semesterarbeiten, Abschlussarbeiten, kooperative Promotionen, Ausgründungen)		
Lfd. Nr.	Nächste Schritte	Zeithorizont
4.1	Wiss. Abschlussarbeiten im Zusammenhang mit der Verfahrens- und Systemanwendung	2016 – 2018
4.2	Veröffentlichungen zum Thema	2016 – 2018

Leipzig, 26.10.2016

Ort, Datum

 Unterschrift

3.9 Publikationen

- Krabbes, M., Schlücker, R.: Kinematics modeling with 3D-coordinate measuring technology. In: Proc. International Chemnitz Manufacturing Colloquium ICMC 2010 Chemnitz
- Krabbes, M., Zimmer, Ph., Schlücker, R.: Realtime Simulation based Control Development of Machine Tool Controls via Ethernet-based Interfaces SERCOS-III and POWERLINK. In: 12th International Workshop on Research and Education in Mechatronics 2011, Kocaeli, Turkey
- Simon, D., Krabbes, M.: Convenient Model Inversion by means of Object-Oriented Modeling for a Parallel Kinematic Robot In: MATHMOD VIENNA 2012 - 7th Vienna International Conference on Mathematical Modelling, 2012, Vienna
- Schwarz, N., Schlücker, R., Krabbes, M.: Operationals Space Impedance Control of a Parallel Kinematics Machine. In: The 13th Mechatronics Forum International Conference 2012, Linz, Austria
- Voßwinkel R., Schrödel F., Denker N., Röbenack K., Richter H. , Abel D. : roc. of 13th International Multi-Conference on Systems, Signals and Devices, SYSTEMS, SIGNALS AND DEVICES (SSD) 2016, Leipzig
- Voßwinkel, R. and Schrödel, F. and Denker, N. and Röbenack, K. and Richter, H and Abel, D. : 20th International Conference on System Theory, Control and Computing, 2016, Sinaia, Romania

3.10 öffentlichkeitswirksame Präsentationen

- „Industrie4.0“ Leipzig 9.10.2014 Tagungsleitung 1. Workshop VEMASinnovativ Ausstellerforum „Beitrag der Automatisierung zu Industrie 4.0“ Messe Intec/Z VEMAS-Industriearbeitskreis AUTOMATION am 26.02.2015
- „Krabbes, M.“ : „Die Geschichte der Automatisierungstechnik als Wegbereiter Industriel-ler RevolutionenSSymposium 25 Jahre DFAM 23./24.9.2015“
- „1. Sächs. Tag der Automation“ Bautzen 4./5.11.2015 Programm / Session chair VEMAS-IndustrieAK „Automation“
- „Messe INTEC“ INTEC 2015 Leipzig 24.-27.2.2015 „Handgeführter Roboter mit unterstützenden virtuellen Kraftfeldern“

Quellenverzeichnis

Literatur

- [AG16] WYLER AG. *Beschreibung Neigungssensor ZEROTRONIC*. <http://www.wylerag.com/de/produkte/neigungssensoren/digitale-neigungssensoren/neigungssensor-zerotronic/>. [Stand 20.01.2016]. 2016.
- [BCJ11] Torsten Bertram, Burkhard Corves und Klaus Janschek. »Mechatronik 2011, Dresden«. In: *VDI*. 2011.
- [Bac08] Bernhard Bachmann. »Proceedings of 6th International Modelica Conference, Bielefeld«. In: *The Modelica Association*. 2008.
- [Bul11] Christian Bulut. »Numerische Simulation zur Ermittlung und Optimierung des durch Windströmung induzierten Schwingungsverhaltens der StRailer-Fahrzeugkabine«. Magisterarb. University of Applied Sciences Bielefeld, Nov. 2011. URL: http://www.cd-adapco.com/sites/default/files/technical_sterthesis_final_Bulut.pdf.
- [CJ09] Burkhard Corves und Klaus Janschek. »Mechatronik 2009, Wiesloch«. In: *VDI*. 2009.
- [Cla11] Christoph Clauß. »Proceedings of 7th International Modelica Conference, Dresden«. In: *The Modelica Association*. 2011.
- [Dud08] Reiner Dudziak. »9th International Workshop on Research and Education in Mechatronics, Bergamo«. In: *International Network of Mechatronics Universities*. 2008.
- [Dud09] Reiner Dudziak. »10th International Workshop on Research and Education in Mechatronics, Glasgow«. In: *International Network of Mechatronics Universities*. 2009.
- [Dud10] Reiner Dudziak. »11th International Workshop on Research and Education in Mechatronics, Ostrava«. In: *International Network of Mechatronics Universities*. 2010.
- [Dud11] Reiner Dudziak. »12th International Workshop on Research and Education in Mechatronics, Kocaeli«. In: *International Network of Mechatronics Universities*. 2011.
- [ES15] A. E. Eiben und J. E. Smith. *Introduction to Evolutionary Computing*. Springer, 2015.
- [Ele13] EPH Elektronik. *Technische Beschreibung DGS 24/3 - 576b*. <http://>. [Stand 10.09.2013]. 2013.

- [Ele15] Interlink Electronics. *Datenblatt FSR*. <http://>. [Online; Stand 12.09.2015]. 2015.
- [FP08] Joel H. Ferziger und Milovan Peric. *Numerische Strömungsmechanik*. Springer London, Limited, 2008. ISBN: 9783540682288. URL: <http://books.google.de/books?id=gDbhZjdEWvUC>.
- [Hau06] Anton Haumer. »Proceedings of the 5th International Modelica Conference, Vienna«. In: *The Modelica Association*. 2006.
- [Hen+08] H. Henn u. a. *Ingenieurakustik: Physikalische Grundlagen und Anwendungsbeispiele*. Vieweg Verlag, Friedr. & Sohn Verlagsgesellschaft mbH, 2008. ISBN: 9783834895370. URL: http://books.google.de/books?id=h0Jcx_R2GcC.
- [JIE15] JIECANG. *Linear Motion*. <http://>. [Online; Stand 10.09.2015]. 2015.
- [KS08] Krabbes, M. und Schlücker, R. »A new identification concept for the geometrical model of parallel kinematic machines.« In: *Proc. of 9th International Workshop on Research and Education in Mechatronics 2008 Bergamo, Italy*. 2008.
- [KS10] Krabbes, M. und Schlücker, R. »Kinematics modeling with 3d-coordinates measuring.« In: *Proc. of International Chemnitz Manufacturing Colloquium 2010 Chemnitz, Germany*. 2010.
- [KSZ11] Krabbes, M., Schlücker, R. und Zimmer, P. »Realtime simulation based control development of machine tool controls.« In: *Proc. of 12th International Workshop on Research and Education in Mechatronics 2011 Kocaeli, Turkey*. 2011.
- [LO09] Laurien, E. und Oertel jr., H. *Numerische Strömungsmechanik: Grundgleichungen - Lösungsmethoden - Softwarebeispiele*. Hrsg. von leer. Studium Technik. Vieweg+Teubner, 2009.
- [Lib03] Daniel Liberzon. *Switching in Systems and Control*. Birkenhäuser, 2003.
- [Ran99] Rolf Rannacher. Finite Element Methods for the Incompressible Navier-Stokes Equations. <http://numerik.iwr.uni-heidelberg.de/Oberwolfach-Seminar/CFD-Course.pdf>. 1999. URL: <http://numerik.iwr.uni-heidelberg.de/Oberwolfach-Seminar/CFD-pdf>.
- [Rob08] Geoff Roberts. »9th 11th Mechatronics Forum Biennial International Conference, Limerick«. In: 2008.
- [Rva63] Vladimir L. Rvachev. »On the analytical description of some geometric objects«. In: *Reports of Ukrainian Academy of Sciences* 153.4 (1963), S. 765–767.
- [SSK12a] Schwarz, N., Schlücker, R. und Krabbes, M. »Convenient Model Inversion by means of Object-Oriented Modeling for a Parallel Kinematic Robot«. In: *MATHMOD VIENNA 2012 - 7th Vienna International Conference on Mathematical Modelling, 2012, Vienna*. 2012.
- [SSK12b] Schwarz, N., Schlücker, R. und Krabbes, M. »Operational Space Impedance Control of a Parallel Kinematics Machine«. In: *The 13th Mechatronics Forum International Conference 2012, Linz, Austria*. 2012.

- [Sch] »Mobile Werkzeugmaschinen für Schiffbau- und Offshore-Bereich«. In: *Schiff & Hafen* 1 (Jan. 2014), S. 32. URL: http://www.tt-insitu.com/assets/Schiff_Hafen012014_mail.pdf.
- [Sha07] Vadim Shapiro. »Semi-Analytic Geometry with R-Functions«. In: *Acta Numerica* 16 (2007), S. 239–303.
- [Sun12] G. Sun. »A novel evolutionary algorithm for nonlinear programming problems«. In: *Proc. of IEEE Fifth International Conference on Advanced Computational Intelligence*. 2012, S. 515–520.
- [Voß+] R. Voßwinkel u. a. »Optimised Parameter Space Stability Bounds for Switching Systems«. In: *20th International Conference on System Theory, Control and Computing*.
- [Voß+16] R. Voßwinkel u. a. »Lyapunov Stability Bounds Mapping for Descriptor and Switching Systems«. In: *Proc. of 13th International Multi-Conference on Systems, Signals and Devices*. 2016, S. 515–520.
- [Wab16] Makus Wabner. *Aktives Aufstellelement zu Kompensation von Bodenschwingungen*. Techn. Ber. <https://www.iwu.fraunhofer.de/content/dam/iwu/de/documents/Infoblatt/Infoblatt-Aktives-Aufstellelement.pdf>: Fraunhofer Institut für Werkzeugmaschinen und Umformtechnik, 2016.
- [Wei05] Tobias Weinzierl. »Eine Cache-optimale Implementierung eines Navier-Stokes Löser unter besonderer Berücksichtigung physikalischer Erhaltungssätze«. Diplomarbeit. Technische Universität München, 2005. URL: <http://www5.in.tum.de/pub/weinzierl05.pdf>.
- [Ack+02] Ackermann, J. u. a. *Robust control: The parameter space approach*. Springer, 2002.
- [Toe+13] Toepel, D. u. a. »Autonomes Modellsegelboot für Fleet Race-Regatten.« In: *10. AALE-Konferenz für Angewandte Automatisierungstechnik in Lehre und Entwicklung 2013, Stralsund* (2013).

Eigene Publikationen (Auszug)

- [KM06a] Krabbes, M. und Meißner, Ch. »Dynamic modeling and control of a 6 DOF parallel kinematics«. In: *Proceedings of the 5th International Modelica Conference Vienna, Austria*. 2006.
- [KM06b] Krabbes, W. und Meißner, Ch. »Dynamic modelling of a 6 DOF parallel kinematics by means of Modelica«. In: *Proceedings of the 5th Chemnitz Parallel Kinematics Seminar*. 2006.
- [KM07] Krabbes, M. und Meißner, Ch. »Challenges of conventional equipment on model based control concepts«. In: *Proceedings of the 6th EUROSIM Congress on Modeling and Simulation 2007 Ljubljana, Slovenia*. 2007.

- [KS08] Krabbes, M. und Schlücker, R. »A new identification concept for the geometrical model of parallel kinematic machines.« In: *Proc. of 9th International Workshop on Research and Education in Mechatronics 2008 Bergamo, Italy*. 2008.
- [KS10] Krabbes, M. und Schlücker, R. »Kinematics modeling with 3d-coordinates measuring.« In: *Proc. of International Chemnitz Manufacturing Colloquium 2010 Chemnitz, Germany*. 2010.
- [KSZ11] Krabbes, M., Schlücker, R. und Zimmer, P. »Realtime simulation based control development of machine tool controls.« In: *Proc. of 12th International Workshop on Research and Education in Mechatronics 2011 Kocaeli, Turkey*. 2011.
- [Kra05] M. Krabbes. »Steuerungskonzeption«. In: *Parallelkinematische Maschinen*. Hrsg. von R. Neugebauer. Springer-Verlag, 2005. Kap. 3.
- [Mar15] Krabbes Markus. »Zwischenbericht zum Projekt "Vom Werkstück versteifte mobile Werkzeugmaschine" Kurztitel PENTAKEL FKZ.: 03FH002PX2«. 2015.
- [Kra+05] Krabbes, W. u. a. »Potentiale einer SERCOS-Echtzeitschnittstelle für $\frac{1}{2}$ r Echtzeitsimulationen«. In: *17th Intern. Scientific Conference Mittweida*. 2005.
- [Mar13] Markus, Krabbes. »Zwischenbericht zum Projekt "Vom Werkstück versteifte mobile Werkzeugmaschine" Kurztitel PENTAKEL FKZ.: 03FH002PX2«. 2013.
- [Mar14] Markus, Krabbes. »Zwischenbericht zum Projekt "Vom Werkstück versteifte mobile Werkzeugmaschine" Kurztitel PENTAKEL FKZ.: 03FH002PX2«. 2014.

Betreute Arbeiten (Auszug)

- [CS14] Vosswinkel, R. Christoph, B. und Seidemann, C. *Simulation eines neuartigen fluidbasierenden Dämpfungskonzeptes für Werkzeugmaschinen*. HTWK Leipzig, 2014.
- [H11] R. Höche. *Entwicklung eines durch einen Piezoaktuator benötigten Proportionalventils zur Steuerung von hydraulischen Dämpfungssystemen in Prothesenkomponenten*. HTWK Leipzig, Masterarbeit. 2011.
- [Mei06] Ch. Meißner. *Mehrgrößenregelung einer parallelkinematischen Maschine mit Hilfe objektorientierter Modellierung*. HTWK Leipzig, Diplomarbeit. 2006.
- [Sch09] R. Schluecker. *Kinematikmodellierung mittels taktiler Koordinatenmesstechnik*. HTWK Leipzig, Masterarbeit. 2009.
- [Sch11] S. Schween. *Aktive Stabilisierung des Standes beim Laufroboter „Biped Scout“*. HTWK Leipzig, BDiplomarbeit. 2011.
- [Ung11] M. Unger. *Modellierung von dynamischen Parametern einer seriellen Kinematik*. HTWK Leipzig, Masterarbeit. 2011.
- [Wag05] A. Wagner. *Weiterentwicklung einer SERCOS-Schnittstelle unter MATLAB/xPC-Target*. HTWK Leipzig, Diplomarbeit. 2005.
- [Zim10] Ph. Zimmer. *Bussysteme unter xPC-Target/LINUX*. HTWK Leipzig, Masterarbeit. 2010.

- [Boh+16] Bohne, Tino u. a. »Konstruktion eines adaptiven Gestells zur Niveauregelung von Werkzeugmaschinen«. In: (2016).

Berichtsblatt

1. ISBN oder ISSN	2. Berichtsart (Schlussbericht oder Veröffentlichung) Schlussbericht
3. Titel Abschlussbericht Vom Werkstück versteifte mobile Werkzeugmaschine Kurztitel: PENTAKEL (Component part reinforcement of a mobile machine tool)	
4. Autor(en) [Name(n), Vorname(n)] Krabbes Markus Schlücker, Ronny Voßwinkel, Rick	5. Abschlussdatum des Vorhabens März 2016
	6. Veröffentlichungsdatum geplant
	7. Form der Publikation Bericht
8. Durchführende Institution(en) (Name, Adresse) Hochschule für Technik, Wirtschaft und Kultur (FH) - Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik, Institut für Prozessautomation und eingebettete Systeme (PAES) Wächterstraße 13 04107 Leipzig	9. Ber. Nr. Durchführende Institution
	10. Förderkennzeichen 03FH002PX2
	11. Seitenzahl 83
12. Fördernde Institution (Name, Adresse) Bundesministerium für Bildung und Forschung (BMBF) 53170 Bonn	13. Literaturangaben 56
	14. Tabellen 2
	15. Abbildungen 52
16. Zusätzliche Angaben	
17. Vorgelegt bei (Titel, Ort, Datum) Projektträger Jülich, 30.9.2016	

18. Kurzfassung

1. Derzeitiger Stand von Wissenschaft und Technik

Aufgrund seines interdisziplinären und funktionsintegrativen Charakters werden von dem Projektvorhaben zahlreiche methodische Bereiche berührt, die zunächst separiert aufgearbeitet werden. In direktem Bezug erfolgte eine Einordnung bisheriger Arbeiten und Beiträge des Antragstellers. Im Bereich Sensorik existiert eine Vielzahl von Sensoren, die für eine Posenerkennung genutzt werden können. Speziell wurden hierbei die mechanischen Größen Aufkraft und Gestellneigung für eine Strukturmodellierung einbezogen. Im Bereich Aktuatorik wurde nach einer Lösung für die Posenkorrektur und Systembedämpfung gesucht, welche gleichzeitig selbst eine nicht relevante oder gut nachregelbare Nachgiebigkeit einbringen. Hier kann auf am Markt verfügbare Lösungen nicht zurückgegriffen werden und es sind Eigenentwicklungen erforderlich. Im Bereich Regelungskonzepte kann auf Konzepte für Lineare Systeme in Mehrgrößen-/Mehrkordinatenstrukturen verwiesen werden, wobei je nach Aktorprinzip Aspekte der Nichtlinearität betrachtet werden müssen.

2 Begründung/Zielsetzung der Untersuchung

Die Idee hinter dem Konzept der sogenannten Mobilien Maschine besteht in der speziellen Ausführung einer parallelkinematischen Werkzeugmaschine (Abb. 1.1), die so leicht, kompakt und transportabel ist, dass sie sich insbesondere für die Großteilmontage wirtschaftlicher zum Aufenthaltsort des Werkstücks bringen lässt, als in konventioneller Weise entsprechende Bauteile zu geeigneten Großbearbeitungszentren zu transportieren. Als Mobile Maschine kann die Struktur des Maschinengestells nur unvollständig ausgeführt werden, um die Transportabilität der Maschine und Flexibilität in der Anwendung nicht unnötig einzuschränken. Der notwendige Umfang des unverzichtbaren Grundgestells ergibt sich aus den festgelegten Gelenkpunkten der längenveränderlichen Streben. Im Ergebnis verbleibt für das Grundgestell eine aus Dreiecken gebildete, halbkugelartige Schale, an deren Grenze fünf unvollständig verknüpfte Gitterknoten die Montagepunkte für ein anwendungsspezifisch individuelles Anpassgestell bilden. Dieses Restgestell übernimmt somit die Funktion der Vervollständigung der Gestellstruktur und stellt bislang die vorgesehene Gesamtstruktursteifigkeit her. Da bei einer Reihe von Anwendungsfällen einer derartigen Mobilien Maschine Bauteile mit erheblicher Masse (und Ausdehnung) bearbeitet werden, wurde untersucht, inwieweit diese „Werkstücke“ selbst zur Versteifung der Mobilien Maschine beitragen können.

3. Methode

Die grundsätzliche Herangehensweise basierte auf einer Entwurfsphase mit analytischer und simulativer Systembetrachtung, die vor eine Umsetzungsphase gestellt wurde. Damit bildete das Mechatronische Vorgehensmodell die methodische Grundlage. Leider konnte in Teilen der Aufgabenstellung kein für eine Simulation geeignetes dynamisches Modell analytisch hergeleitet werden. Aufgrund des begrenzten Projektumfangs war ein Ausweichen auf ein experimentelles Vorgehen entlang eine Variation von Entwurfsparametern für die dynamische Schwingungsdämpfung leider nicht realistisch-

4. Ergebnis

Anhand eines simulativ entworfenen und anschließend gefertigten Demonstrators konnte gezeigt werden, dass das Konzept eines adaptiven Anpassgestells vorteilhaft anwendbar ist. Das in der Projektlaufzeit unter anderem untersuchte Konzept der Verwendung eines aktiven Fußelementes für die statische Posenkorrektur auch zur Bedämpfung der auftretenden dynamischen Eigenfrequenzen konnte aufgrund der Komplexität des Modells nicht abschließend bewertet werden.

5. Schlussfolgerung/Anwendungsmöglichkeiten

Das Grundkonzept einer aktiven Posenkorrektur ist ein sinnvolles Mittel, um die Rekalibrierung von „mobilen“ Werkzeugmaschinen nach Änderungen der Aufstellungssituation zu umgehen. Der mit jeder Rekalibrierung verbundene Aufwand an Zeit und qualifiziertem Fachpersonal kann mit diesem Ansatz vermieden werden. Ausschlaggebend sind jedoch die Rahmenbedingungen, unter denen das Gestell eingesetzt wird. Ein kritischer Faktor bzgl. der Auslegung des aktiven Fußelementes ist dabei das Maschinengewicht.

19. Schlagwörter

aktive Lagekorrektur, Werkzeugmaschine, Parallelkinematik, passive Schwingungsdämpfung

20. Verlag

21. Preis