



Foto: Thomas Olt / TU Darmstadt

Veranstalter:

**Technische Universität Darmstadt**

Altes Hauptgebäude S1 | 03 | Hochschulstraße 1 | 64289 Darmstadt

- **Mechatronische Produkte**  
(neue Funktionalitäten, Industrie 4.0, Kosteneffizienz, Zuverlässigkeit, ...)
- **Serienanfertigung mechatronischer Produkte**  
(Fallbeispiele, Komponenten, Architektur, Qualitätsmanagement, ...)
- **Ressourceneffizienz**  
(Energie, Material, ...)
- **Nutzerfreundlichkeit und Akzeptanz**  
(Assistenzsysteme, Schnittstellen, Interaktion, Gesetzgebung, ...)
- **Systems Engineering und Entwicklungsmanagement**  
(Prozesse, Verfahren, Software, ...)
- **Innovative Konzepte und digitale Geschäftsmodelle**  
(Modelle, Regelung, Optimierung, Eco-Systeme, ...)
- **Systemvernetzung und Systemintegration**  
(Konzepte, Verfahren, ...)
- **Smarte Aktoren**  
(Konzepte, Beispiele, ...)
- **Automatisierte Mobilität**  
(Konzepte, Modelle, Sensorik, ...)
- **Robotik**  
(Kooperation, Kollaboration, Perzeption, ...)

# Fachtagung

# MECHATRONIK 2022

Darmstadt, 23.-24.03.2022

Herausgeber: T. Bertram, B. Corves, K. Janschek, S. Rinderknecht



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT

[www.VDI-Mechatroniktagung.de](http://www.VDI-Mechatroniktagung.de)

Veröffentlicht unter CC-BY 4.0 International  
<https://creativecommons.org/licenses>



# FACHTAGUNG MECHATRONIK 2022

## Tagungsleitung:

**Univ.-Prof. Dr.-Ing. Prof. h.c. Dr. h.c. Torsten Bertram**, Technische Universität Dortmund

**Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Burkhard Corves** Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen

**Univ.-Prof. Dr. techn. Klaus Janschek**, Technische Universität Dresden

**Univ.-Prof. Dr.-Ing. Stephan Rinderknecht**, Technische Universität Darmstadt

## Programmausschuss:

- Dipl.-Ing. Andreas Abel, ESI ITI GmbH, Dresden
- Prof. Dr.-Ing. Johann Bals, DLR e. V., Weßling
- Univ.-Prof. Dr.-Ing. Philipp Beckerle, Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg
- Univ.-Prof. Dr.-Ing. Michael Beitz, Technische Universität Dresden
- Prof. Dr.-Ing. Martin Bothen, Technische Hochschule Aschaffenburg
- Prof. Dr.-Ing. Thorsten Brandt, Hochschule Rhein Waal
- Prof. Dr.-Ing. Annerose Braune, Technische Universität Dresden
- Prof. Dr.-Ing. Tobias Bruckmann, Universität Duisburg-Essen
- Univ.-Prof. Dr. rer. nat. Debora Clever, Technische Universität Darmstadt & ABB AG
- Prof. Dr.-Ing. Michael Dattner, Beuth Hochschule für Technik, Berlin
- Dr.-Ing. Olaf Enge-Rosenblatt, Fraunhofer IIS/EAS, Dresden
- M.Sc. Christian Fischer, Technische Universität Darmstadt
- Univ.-Prof. Dr.-Ing. Iris Gräßler, Universität Paderborn
- Dr.-Ing. Sven Herold, Fraunhofer LBF, Darmstadt
- Univ.-Doz. DI Dr. Michael Hofbauer, Joanneum Research, Klagenfurt
- Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Rolf Isermann, Technische Universität Darmstadt
- Prof. Dr.-Ing. Andreas Jahr, Hochschule Düsseldorf
- Prof. Dr.-Ing. Jürgen Kiel, Hochschule Düsseldorf
- Univ.-Prof. Dr. techn. Andreas Kugi, Technische Universität Wien
- Univ.-Prof. Dr.-Ing. Jürgen Maas, Technische Universität Berlin
- Dr.-Ing. Jörn Malzahn, Istituto Italiano di Tecnologia (IIT), Genova
- Dr.-Ing. Erik Marquardt, VDI/VDE GMA, Düsseldorf
- Dr.-Ing. Paul Motzki, ZeMA gGmbH, Saarbrücken
- Univ.-Prof. Dr.-Ing. Rainer Müller, ZeMA gGmbH, Saarbrücken
- Dr.-Ing. Rüdiger Neumann, Festo SE & Co. KG, Esslingen
- Dr.-Ing. Mathias Neidling, Hella GmbH & Co KGaA, Lippstadt
- Univ.-Prof. Dr.-Ing. Annika Raatz, Leibniz Universität Hannover
- Dr.-Ing. Christoph Rösmann, Technische Universität Dortmund
- Dr.-Ing. Martin Schmidt, AVL, Bensheim
- Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Dieter Schramm, Universität Duisburg-Essen
- Univ.-Prof. Dr.-Ing. Stefan Seelecke, Universität des Saarlandes
- Dr.-Ing. Gregor Stengel, Aquaduna, Sternenfels
- Prof. Dr.-Ing. Guido Stollt, Smart Mechatronics GmbH, Dortmund
- PD Dr.-Ing. Tom Ströhla, Technische Universität Ilmenau
- Dr. rer. nat. Thomas Tentrup, KÜS Bundesgeschäftsstelle, Losheim am See
- Univ.-Prof. Dr.-Ing. Ansgar Trächtler, Universität Paderborn
- Univ.-Prof. Dr.-Ing. Jörg Wallaschek, Leibniz Universität Hannover
- Dr.-Ing. Marian Walter, RWTH Aachen

### MECHATRONIK ALS WICHTIGER BEITRAG ZUR ZUKUNFTSGESTALTUNG

Megatrends sind die großen Treiber des gesellschaftlichen Wandels. Bei Betrachtung der Megatrend-Map des Zukunftsinstituts, wird deutlich, dass technische Lösungen und insbesondere auch die Mechatronik einen maßgeblichen Beitrag zur Gestaltung der Megatrends Gesundheit, Konnektivität, Mobilität, Sicherheit und Urbanisierung leisten. Waren mechatronische Systeme anfänglich als integrierte Systeme aus mechanischer, elektrischer und elektronischer Hardware zu verstehen, so können sie heute über Software programmiert werden, extern mit dem Cyberspace vernetzt sein und selbstlernende Funktionen mittels Maschinellen Lernens aufweisen.

Die Mechatronik als interdisziplinäre Fachdisziplin aus Maschinenbau, Elektrotechnik und Informationstechnik prägt nunmehr seit mehr als einem halben Jahrhundert den Fortschritt in der Automatisierung, der Luft- und Raumfahrt, der Fahrzeugtechnik, der Medizintechnik und der Energietechnik. Diese Branchen, deren Produkte im Kontext der oben genannten Megatrends eine zukunftsgestaltende Rolle einnehmen, werden bei dieser Tagung angesprochen. Mit den Aspekten der Digitalisierung und Künstlichen Intelligenz sowie der Nachhaltigkeit und des Faktors Mensch stehen dabei wichtige Trendthemen im Fokus.

Wie gewohnt liegen die Tagungsleitung, Organisation und Durchführung der 15. VDI/VDE Mechatronik-Tagung 2022 auf der akademischen Seite und sind fachlich fest in der VDI/VDE-Gesellschaft Mess- und Automatisierungstechnik (VDI/VDE-GMA) sowie der VDI-Gesellschaft Produkt- und Prozessgestaltung (VDI-GPP) verankert. Das Tagungsprogramm deckt ein breites Spektrum an Beiträgen aus Industrie und Wissenschaft mit den Themenfeldern Automatisierte Mobilität, Innovative Konzepte, Nutzerfreundlichkeit & Akzeptanz, Robotik, Smarte Aktoren & Sensoren, Systems Engineering & Entwicklungsmanagement sowie Systemvernetzung & Systemintegration ab.

Schon die letzte VDI/VDE Mechatronik-Tagung sollte 2021 in der Digitalstadt Darmstadt und den Räumlichkeiten der TU Darmstadt ausgerichtet werden. Wegen der Corona-Pandemie konnte diese Tagung aber bedauerlicherweise ausschließlich digital stattfinden. Um die ausgefallene persönliche Begegnung nachzuholen, erfolgte der Beschluss der Tagungsleitung, ausnahmsweise vom üblichen Zweijahresturnus abzuweichen und bereits 2022 die nächste VDI/VDE Mechatronik-Tagung tatsächlich in Darmstadt abzuhalten. Die Veranstalter Torsten Bertram (TU Dortmund), Burkhard Corves (RWTH Aachen), Klaus Janschek (TU Dresden) und Stephan Rinderknecht (TU Darmstadt) wünschen Ihnen zwei interessante und mit viel persönlichem Austausch verbundene Präsenztage in Darmstadt.

Im Namen der Veranstalter das Darmstädter Team

Sabine Backhaus, Sarah Schwarz, Christian Fischer & Stephan Rinderknecht

Darmstadt im März 2022

**SITZUNGSREIHE 1****Serienanfertigung mechatronischer Produkte (Fallbeispiele, Komponenten, Architektur, Qualitätsmanagement, ...)**

Vernetzte Inbetriebnahme und Funktionsabsicherung hochautomatisierter Fahrzeuge in der Produktion, <i>Lennard Margies, Marcel Otto und Rainer Müller,</i> <i>ZeMA - Zentrum für Mechatronik und Automatisierungstechnik gGmbH, Saarbrücken,</i> <i>Universität des Saarlandes, Lehrstuhl für Montagesysteme</i>	<b>01</b>
Automatisierung der flexiblen Handhabung schmiedewarmer Tailored Forming Bauteile, <i>Caner-Veli Ince und Annika Raatz,</i> <i>Leibniz Universität Hannover, Institut für Montagetechnik</i>	<b>07</b>
Wirkprüfungen dynamischer automatisierter bzw. autonomer sicherheitsrelevanter Fahrfunktionen von Kraftfahrzeugen im Rahmen der regelmäßigen Hauptuntersuchung, <i>Thomas Tentrup, Peter Schuler, Thomas Auer, Stefan Schuler und Florian Mai,</i> <i>KÜS Bundesgeschäftsstelle, Losheim am See</i>	<b>13</b>
Mechatronische Richtapparate: Intelligente Richttechnik von hochfesten Flachdrähten, <i>Eugen Djakow, Lukas Bathelt und Christian Henke, Fraunhofer Institut für Entwurfstechnik Mechatronik (IEM), Paderborn</i> <i>Ansgar Trächtler, Fabian Bader und Werner Homberg, Universität Paderborn, Lehrstuhl für Umformende und Spanende Fertigungstechnik (LUF) sowie Lehrstuhl für Regelungstechnik und Mechatronik (RtM)</i>	<b>19</b>

**Automatisierte Mobilität (Konzepte, Modelle, Sensorik, ...)**

Verteilte Simulationsumgebung zur Erprobung koordinierter Fahrmanöver automatisierter Fahrzeuge, <i>Markus Kramer und Felix Keppler, Fraunhofer-Institut für Verkehrs- und Infrastruktursysteme IVI, Dresden</i> <i>Klaus Janschek, TU Dresden, Institut für Automatisierungstechnik</i>	<b>25</b>
Automatisierte Erstellung vektorisierter HD-Karten in Autobahnszenarien, <i>Stefan Schütte, Niklas Stannartz, Martin Krüger und Torsten Bertram,</i> <i>Technische Universität Dortmund, Lehrstuhl für Regelungssystemtechnik</i>	<b>31</b>
Untersuchungen zur Nutzerakzeptanz eines aktiven Gaspedals für V2X-Szenarien, <i>Arjun Viswanathan, Michael Titze und Dirk Nissing,</i> <i>Hochschule Rhein-Waal, Fakultät Technologie und Bionik, Kleve</i>	<b>37</b>

**Systems Engineering und Entwicklungsmanagement (Prozesse, Verfahren, Software, ...)**

Identifikation von Anwendungsfeldern für DevOps Praktiken im Maschinen- und Anlagenbau, <i>Tobias Haschke, Felix Hund und Burkhard Corves,</i> <i>RWTH Aachen, IGMR - Institut für Getriebetechnik, Maschinendynamik und Robotik</i>	<b>43</b>
Fortschrittskontrolle der Modellierung mechatronischer Produkte, <i>Iris Gräßler, Henrik Thiele und Dominik Wiechel,</i> <i>Universität Paderborn, Heinz Nixdorf Institut</i>	<b>49</b>
Model-based Development Process of Flight Controllers for Fully Actuated Multicopters by Code Export from Simulink to ROS, <i>Micha Schuster, David Bernstein, Willy Reichert, Klaus Janschek und Michael Beitelschmidt,</i> <i>Technische Universität Dresden, Fakultät Maschinenwesen</i>	<b>55</b>
Versuchsmethodik zur Charakterisierung von Schadensmechanismen durch Fragmenteinbringung an einer skalierten Getriebestufe für die Luftfahrtzertifizierung durch integrierte Messsysteme, <i>Julia Andrea Haas, Christian Fischer und Stephan Rinderknecht,</i> <i>Technische Universität Darmstadt, Institut für Mechatronische Systeme im Maschinenbau</i>	<b>61</b>

Agiles Testen: Digitalisierung in der Prüftechnik, <i>Jonathan Millitzer, Jan Hansmann, Christoph Tamm und Sven Herold,</i> <i>Fraunhofer-Institut für Betriebsfestigkeit und Systemzuverlässigkeit LBF, Darmstadt</i>	<b>67</b>
Duale Modellprädiktive Regelung: Online-Experimentalentwurf für nichtlineare Systeme, <i>Timo Osterburg, Artemi Makarow, Frank Hoffmann und Torsten Bertram,</i> <i>Technische Universität Dortmund, Lehrstuhl für Regelungstechnik</i>	<b>73</b>

## SITZUNGSREIHE 2

## Smarte Aktoren (Konzepte, Beispiele, ...)

Berührungslose Sicherheit für serielle Manipulatoren durch optische Eintrittsdetektion mit einem bewegten 3D-Kamerasensor, <i>Nils Mandischer, Carlo Weidemann, Mathias Hüsing und Burkhard Corves,</i> <i>RWTH Aachen, Institut für Getriebetechnik, Maschinendynamik und Robotik (IGMR)</i>	<b>79</b>
Simulation von Integrierten Aktoren für Elektrostatische Self-Assembly, <i>Martin Stucki und Annika Raatz,</i> <i>Leibniz Universität Hannover, Institut für Montagetechnik</i>	<b>85</b>
Modellierung und Regelung eines miniaturisierten Linearantriebs mit zweiphasiger Stromerregung, <i>Bela Schulte Westhoff und Jürgen Maas,</i> <i>Technische Universität Berlin, Fachgebiet Elektromechanische Konstruktionen</i>	<b>90</b>
Mechatronisches Konzept zur Ergänzung eines hydropneumatischen Dämpfers für CS-23 basierende Kleinflugzeuge, <i>Felix Willich, Smart Mechatronics GmbH, Paderborn</i> <i>Sascha Knaup, Heggemann AG, Büren</i> <i>Florian Holzapfel, Technische Universität München, Institut für Flugsystemdynamik</i>	<b>96</b>
Progressive Mechanismen für Seriell-Elastische Antriebe, <i>Eamon Barrett, Jörn Malzahn und Nikos Tsagarakis,</i> <i>Istituto Italiano di Tecnologia, Humanoids and Human Centered Mechatronics, Genova</i>	<b>102</b>

## SITZUNGSREIHE 3

## Robotik (Kooperation, Kollaboration, Perzeption, ...)

Dynamisierung des Robotereinsatzes bei Reinigungs- und Trennprozessen mittels 3D-Bauteilerfassung, <i>Christian Demming, René Horstmann, Antonio Nisch und Michael Bühren, Westfälische Hochschule Abt. Bocholt, Mechatronik Institut Bocholt</i> <i>Ulrich Grunewald und Dieter Schramm, Universität Duisburg-Essen, Lehrstuhl für Mechatronik</i>	<b>108</b>
Analyse des freien Anpralls für kraft- und leistungsbegrenzte Roboter mit einer Pendelapparatur, <i>Harald Staab, Christoph Byner, Debora Clever und Björn Matthias,</i> <i>ABB AG, Forschungszentrum Deutschland</i>	<b>113</b>
Weiche Robotersysteme: Chancen und Herausforderungen, <i>Rebecca Berthold, Stephanie Kahms und Jörg Wallaschek,</i> <i>Leibniz Universität Hannover, Institut für Dynamik und Schwingungen</i>	<b>119</b>
Parallele Seilroboter: Endlose Rotation durch Hybridstruktur, <i>Thomas Reichenbach, Felix Trautwein, Andreas Pott und Alexander Verl,</i> <i>Universität Stuttgart, Institut für Steuerungstechnik der Werkzeugmaschinen und Fertigungseinrichtungen</i>	<b>120</b>



Auslegung und Inbetriebnahme eines Seilroboters zum automatisierten Mauern von Gebäudewänden, <i>Robin Heidel, Patrik Lemmen, Roland Boumann und Tobias Bruckmann,</i> <i>Universität Duisburg-Essen, Lehrstuhl für Mechatronik</i>	<b>126</b>
---	------------

## SITZUNGSREIHE 4

**Nutzerfreundlichkeit und Akzeptanz (Assistenzsysteme, Schnittstellen, Interaktion, Gesetzgebung, ...)**

Auswirkung der Elektrifizierung von Fahrrädern auf das dynamische Fahrverhalten, <i>Johannes Bolk, Burkhard Corves und Oliver Stockemer,</i> <i>RWTH Aachen, Institut für Getriebetechnik, Maschinendynamik und Robotik (IGMR)</i>	<b>133</b>
Objektivierung subjektiver Kriterien für die Bewertung von Anfahrvorgängen, <i>Ping He, Edward Kraft und Stephan Rinderknecht,</i> <i>Technische Universität Darmstadt, Institut für Mechatronische Systeme im Maschinenbau</i>	<b>139</b>
Vergleichsmessungen für die Mensch-Roboter Kollaboration, <i>Michael Hofbaur und Michael Rathmair,</i> <i>Joanneum Research, Robotics – Institut für Robotik und Mechatronik, Klagenfurt, Österreich</i>	<b>145</b>
Mensch-Tracking zur Identifizierung des Voranschreitens von Roboter-unterstützten Rettungseinsätzen der Feuerwehr, <i>Iris Gräßler, Daniel Roesmann und Jens Pottebaum, Universität Paderborn, Heinz Nixdorf Institut</i> <i>Burkhard Corves, Nils Mandischer und Marius Gürtler, RWTH Aachen University, Institut für</i> <i>Getriebetechnik, Maschinendynamik und Robotik</i>	<b>151</b>

## SITZUNGSREIHE 5

**Mechatronische Produkte (neue Funktionalitäten, Industrie 4.0, Kosteneffizienz, Zuverlässigkeit, ...)**

Fehlertolerante modellbasierte optimale Regelung eines Permanentmagnet-Linearsynchronmotors, <i>Gerd Fuchs, Christian Krämer, Andreas Kugi und Wolfgang Kemmetmüller,</i> <i>TU Wien, Institut für Automatisierungs- und Regelungstechnik, Österreich</i>	<b>157</b>
Entwicklung einer smarten, elektronisch gesteuerten Dosiereinheit für den gezielten und sparsamen Einsatz von Pflanzenschutzmitteln, <i>Andrej Batos, Jean Maurice Hellenbroich, Jürgen Kiel und Andreas Jahr,</i> <i>Hochschule Düsseldorf, FMDauto - Institut für Produktentwicklung und Innovation</i>	<b>163</b>
PV1000 - Interdisziplinäre Entwicklung eines Pandemie-Beatmungsgerätes, <i>Marian Walter, Andre Stollenwerk, Lutz Eckstein, Stefan Kowalewski und Steffen Leonhardt,</i> <i>RWTH Aachen, Medizinische Informationstechnik, Lehrstuhl Informatik und Institut für Kraftfahrzeuge</i>	<b>169</b>

**SITZUNGSREIHE 6****Ressourceneffizienz (Energie, Material, ...)**

Loss and thermal model for an outer rotor flywheel storage, <i>Panagiotis Mouratidis, Hendrik Gockel, Daniel Franz und Stephan Rinderknecht,</i> <i>Technische Universität Darmstadt, Institut für Mechatronische Systeme im Maschinenbau</i>	<b>170</b>
Verbesserung der Ressourceneffizienz von Industrierobotern durch Redundanzausnutzung bei der Trajektorienoptimierung, <i>Florian Stuhlenmiller, Omar Elsarha, Debora Clever und Stephan Rinderknecht,</i> <i>Technische Universität Darmstadt, Institut für Mechatronische Systeme im Maschinenbau</i>	<b>176</b>
Untersuchung und Optimierung der Ozonreduktion einer neuartigen Draht-Platten-Anordnung im Hinblick auf den Einsatz in elektrischen Luftreinigern, <i>Sebastian Chianchiana-Beckers, Mohammad Syafuan Bin Johar, Julian Pawlik und Jürgen Kiel,</i> <i>Hochschule Düsseldorf, FMDauto-Institut für Produktentwicklung und Innovation</i>	<b>182</b>

## 1. PLENARVORTRAG:

### **Mechatronik in der Robotik – Ist das KI oder kann das weg?**

Dr.-Ing. Arne Warburg , Principal Scientist, ABB AG Ladenburg

#### **Abstarct:**

Das Thema „Robot Learning“ erfährt in der akademischen Welt seit einiger Zeit große Aufmerksamkeit, insbesondere die Anwendung von Reinforcement Learning in der Robotik. Aus industrieller Sicht versprechen die rasanten Fortschritte im Bereich Robot Learning verkürzte Inbetriebnahmezeiten, vereinfachte Programmierung, höhere Produktivität und Kostenreduktionen. In diesem Vortrag wird das Potential der Technologie hinsichtlich industrieller Anwendungen beleuchtet. Wesentliche Herausforderungen werden ebenso herausgestellt wie mögliche Ansätze um Ergebnisse aus dem Bereich Robot Learning zur industriellen Anwendbarkeit zu treiben. Eine wesentliche Rolle spielen dabei mögliche Synergien mit „klassischen“ mechatronischen Ansätzen.

#### **Curriculum vitae:**



**Arne Wahrburg** hat an der TU Darmstadt Elektrotechnik und Informationstechnik mit dem Schwerpunkt Mechatronik studiert. Im Jahr 2010 erhielt er für seine Arbeit zur Synchronisierung von Multiagentensystemen den Liebig-Preis für die beste Diplomarbeit in den Fachbereichen Elektrotechnik und Informationstechnik, Maschinenbau und Bauingenieurwesen. Im Jahr 2013 promovierte er am Institut für Automatisierungstechnik an der TU Darmstadt. Für seine Arbeit im Bereich der modellbasierten Fehlerisolation erhielt er 2015 den Eugen-Hartmann-Preis der Gesellschaft für Mess- und Automatisierungstechnik von VDI und VDE. Seit 2013 ist er bei ABB am Forschungszentrum in Ladenburg tätig und beschäftigt sich dort vorwiegend mit mechatronischen und regelungstechnischen Problemstellungen in den Bereichen

Antriebstechnik und Robotik (Best Application Paper Finalist IFAC SAFEPROCESS Symposium 2015, Best Paper Award International Symposium on Robotics 2020). Seit 2019 ist er Senior Principal Scientist für die Bereiche Robot and Motion Control sowie Robot Learning.

## 2. PLENARVORTRAG:

### Entwicklungsperspektive smarter Struktursysteme

Prof. Dr.-Ing. Tobias Melz, Leiter des Fraunhofer-Instituts für Betriebsfestigkeit und Systemzuverlässigkeit LBF und zugleich Leiter des Fachgebiets Systemzuverlässigkeit, Adaptronik und Maschinenakustik SAM der Technischen Universität Darmstadt

#### Abstarct:

Smarte Struktursysteme passen sich selbständig an veränderte Umgebungs- und Betriebsbedingungen an. So können zum Beispiel Vibrationen und Lärm vermieden und ein optimierter Betrieb sichergestellt werden. Diese Fähigkeiten werden entweder durch sensorische, aktorische und regelungstechnische Funktionen implementiert oder durch programmierbare Strukturen erreicht. Insbesondere verteilte Smarte Struktursysteme können zahlreiche Wechselwirkungen mit der Umgebung und innerhalb des Struktursystems selbst aufweisen, was eine Herausforderung für deren Auslegung darstellt.

In den letzten Jahren wurden im Zuge von Industrie4.0 und Digitalisierung erste Schritte hin zu wirklich Smarten Struktursystemen gegangen. Hierzu zählen die Erforschung von Predictive-X-Verfahren, Digitalen Zwillingen, Cloud-Anbindungen und KI-Methoden für technische Systeme. Zukünftige Entwicklungen werden auf die zunehmend automatisierte und individualisierte Prognose zum Zustand Smarter Struktursysteme, deren Weiter- bzw. Wiederverwendung abzielen und damit Beiträge zu Nachhaltigkeit und Ressourceneffizienz leisten.

Jedoch ist durch „Sensorierung“ und anschließende automatische Datenverarbeitung noch kein Smartes Struktursystem entstanden. Dies bedarf zusätzlicher automatisch ausgelöster und auf das Struktursystem zurückwirkender Aktionen, also im weiteren Sinn „aktorischer“ Komponenten. Erst diese führen zu einer vollständigen Autonomie und stellen einen jederzeit optimierten Einsatz sicher. Zusätzlich lassen sich mit Informationen, die umgehend und automatisch aus dem Betrieb zur Verfügung stehen, Entwicklungen beschleunigen, Produktionsanlagen optimieren sowie gänzlich neue Betriebs- und Geschäftsmodelle adressieren. Durch Entwicklung derartiger Funktionen auf Materialebene werden perspektivisch maßgeschneiderte programmierbare Eigenschaften erreicht und neue Freiheitsgrade in der Auslegung z.B. für ultraleichte Strukturen generiert.

Die Umsetzung Smarter Struktursysteme erfordert ganzheitliche Methoden, die zum einen alle wichtigen Systemfunktionen und Wechselwirkungen bereits in der frühen Entwicklungsphase berücksichtigen und andererseits entlang des Entwicklungsprozesses und Lebenszyklus skaliert werden können. Dazu zählen schnelle multiphysikalische Simulationsansätze, die symbiotisch numerische und experimentelle Verfahren integrieren.



## Curriculum vitae:



**Tobias Melz** arbeitete nach dem Maschinenbau-Studium an der Technischen Universität Braunschweig als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt DLR in Braunschweig. Anschließend promovierte er 2002 an der Technischen Universität Darmstadt zum Thema aktive Schwingungskontrolle mechanischer Kryokühler in Satellitensystemen.

Seit 2001 war Prof. Melz in verschiedenen leitenden Funktionen am Fraunhofer LBF tätig. Während dieser Zeit baute er den Forschungsbereich der Adaptronik auf und leitete diesen.

2011 wurde Prof. Melz zum Professor für Adaptronische Systeme an die Technische Universität Darmstadt berufen und 2016 zum Institutsleiter des Fraunhofer LBF sowie zum Leiter des Fachgebiets SAM berufen.

Seine Forschungsaktivitäten gelten den smarten Struktursystemen und der Funktionalisierung von Bauteilen sowie der Zuverlässigkeit und dem ressourceneffizienten Kunststoff- und Metall-Leichtbau.

Prof. Melz ist Vorstandsvorsitzender im Kompetenznetz Adaptronik e.V. sowie im Materials Valley e.V.

### 3. PLENARVORTRAG:

#### Electrifying vehicles: dimensioning, control, and data usage

Professor Kari Tammi, Design of Mechatronic Machines, Aalto University, Finland

##### Abstract:

This keynote lecture walks through our research activities at Aalto University Mechatronics group and particularly our vehicle engineering activities.

Our electric vehicle research started by developing methods to take uncertainty into account in electric bus energy consumption analysis and electrical powertrain design. Already earlier during the time of diesel gate, we started to think why uncertainty is not taken into account in vehicle cycle simulations and energy consumption estimations. We have only one truth, when we run deterministic time-domain simulations. On contrary, driving cycles in ordinary traffic are hard to estimate. Tackling uncertainty is natural in many areas of research and probabilities are taken into account when analyzing such events as traffic. We developed uncertainty quantification methods and run Monte Carlo simulations on electric vehicles. The same tools were applied on cruise ships worked successfully. We studied combinations of different energy storages, for instance. We were able to show the optimal powertrain design and operation scenarios for vehicles. Also, we were able to do optimal dimensioning for powertrain components. This was important particularly for energy storages as they are the most expensive individual components.

The drive cycle testing and optimization was further linked with our research on autonomous vehicles. We have carried out research on smaller autonomous vehicles earlier, but we recently invested on full size autonomous vehicle. This full-size vehicles are used for studying autonomous functions, but also different driving assistant functions. For example, example on enhanced camera-based adaptive cruise control was developed.

##### Curriculum vitae:



**Kari Tammi** received the M.Sc., Lic.Sc., and D.Sc. degrees from the Helsinki University of Technology, in 1999, 2003, and 2007, respectively. He received teaching pedagogical qualifications with the Häme University of Applied Sciences, in 2017. He has been working as an Associate Professor with Aalto University, since 2015. He also works as Vice Dean for Impact at Aalto University School of Engineering and as a Chief Engineer Counselor for the Finnish Administrative Supreme Court. Earlier, he worked as a Research Professor, Research Manager, Team Leader and in other positions with the VTT Technical Research Centre of Finland, from 2000 to 2015. He has been a

Postdoctoral Researcher with North Carolina State University, USA, from 2007 to 2008, and a Researcher at CERN, the European Organization for Nuclear Research, from 1997 to 2000. He has authored more than 100 peer-reviewed publications cited in more than 6000 other publications. He has supervised 13 doctoral and about 80 master's thesis to completion. He currently serves as the Deputy Chair for IFTOMM Finland.

# Vernetzte Inbetriebnahme und Funktionsabsicherung hochautomatisierter Fahrzeuge in der Produktion

Lennard Margies M.Sc.\*, Dr.-Ing. Marcel Otto, Prof. Dr.-Ing. Rainer Müller

ZeMA – Zentrum für Mechatronik und Automatisierungstechnik gGmbH

Universität des Saarlandes, Lehrstuhl für Montagesysteme

l.margies@zema.de, marcel.otto@zema.de, rainer.mueller@zema.de/@mst.uni-saarland.de

+49 (0) 681-85787-569, -536, -15

## Kurzfassung

Der wachsende Anteil an Assistenzfunktionen in modernen Kraftfahrzeugen stellt die Inbetriebnahme dieser mechatronischen Systeme vor neue Herausforderungen. Durch Weiterentwicklungen auf Seiten der Produktionstechnik, als auch auf Seiten des Produktes ergeben sich neue Möglichkeiten, diese Herausforderungen zu adressieren. Im vorliegenden Paper wird ein System zur vernetzten Inbetriebnahme und Funktionsabsicherung hochautomatisierter Fahrzeuge in der Produktion vorgestellt. Es basiert auf einem neuartigen Betriebsmittel zur Vermessung der Hinterachsgeometrie, das die Inbetriebnahme und Funktionsabsicherung der umfelderfassenden Sensorik unter Nutzung von Multitargets für die Sensortypen Radar, Lidar und Kamera im Fließbetrieb ermöglicht. Abschließend wird ein Ausblick auf die weiteren Forschungsschritte gegeben.

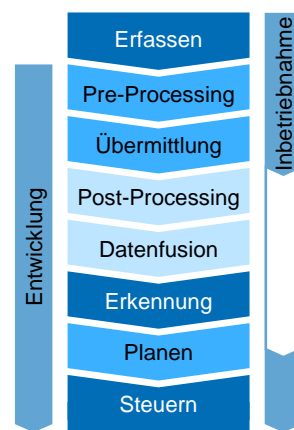
## Abstract

The growing proportion of assistance functions in modern vehicles poses new challenges for the commissioning of these mechatronic systems. Further developments in production technology as well as in the product itself offer new possibilities to address these challenges. This paper presents a system for networked commissioning and function assurance of highly automated vehicles in the production line. It is based on a new type of equipment for measuring the rear axle geometry, which enables the commissioning and functional validation of the comprehensive sensor technology using multitargets for the sensor types radar, lidar and camera in flow operation. Finally, an outlook on further research steps is given.

## 1 Einleitung

Moderne Kraftfahrzeuge stellen mechatronische Systeme dar, die durch den wachsenden Anteil an Assistenzfunktionen in ihrer Komplexität weiter zunehmen. Insbesondere die sicherheitskritischen mechatronischen Funktionen bei Fahrerassistenzsystemen (FAS) erfordern eine sichere und reproduzierbare Inbetriebnahme (IBN). Weiterentwicklungen im Bereich des hochautomatisierten Fahrens sowie die damit verbundene Zunahme an Fahrerassistenzsystemen, Radar-, Lidarsensoren und Kameras, erzeugen neue Anforderungen an deren Inbetriebnahmeprozesse. Durch die Integration sicherheitskritischer Funktionen ab Level 3 [1, 2] und Vorgaben in Normen und Gesetzen [3-6] wird eine produktionsseitige Absicherung der Inbetriebnahme autonomer und sicherheitsrelevanter Fahrzeugsysteme erforderlich. Diese Absicherung umfasst die verschiedenen Ebenen eines hochautomatisierten Systems beginnend mit der Sensorik, über datenverarbeitende Hard- und Software, bis zur stellenden Aktorik (siehe Bild 1). Wie dargestellt, wird eine Funktionsabsicherung von Hard- und Software bereits in der Entwicklung der Systeme forciert. Neben der Entwicklung stellt vor allem die Inbetriebnahme der hochautomatisierten Fahrfunktionen (HAF) in der Produktion einen kritischen Prozess für die Sicherstellung der späteren Funktionsfähigkeit des Gesamtsystems dar [7, 8]. Definitionsgemäß sieht die Inbetriebnahme ein Konfigurieren, Justage und Prüfen der Systeme vor. Ein wesentlicher Schritt der Fahrzeuginbetriebnahme ist im Bereich der elektroni-

schen Justage die Kalibrierung der FAS. [9] Diese unterliegt verschiedenen Einflussfaktoren, welche sowohl auf die Umwelt, die verwendeten Prüfmittel, das Produkt, sowie das Personal zurückzuführen sind. Um diese Faktoren möglichst auszuschließen, erfolgt die Inbetriebnahme in



**Bild 1** Funktionen eines hochautomatisierten Systems

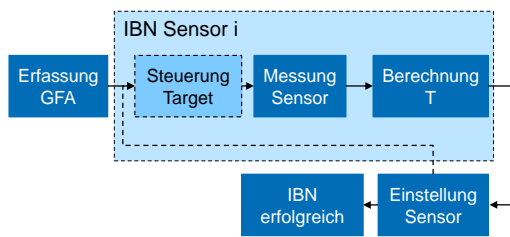
stationären abgeschlossenen Prüfständen im Bereich des Bandende (End-of-Line, EoL). [9] Die mit dem Funktionsumfang steigende Komplexität der Sensorsysteme und eine hohe Individualisierbarkeit der Fahrzeuge bedingen lange Prozesszeiten bei der IBN. Um Taktzeiten einzuhalten, erfolgt im EoL eine Prozessparallelisierung, was in diesem Bereich zu hohen Kosten für Fläche, Infrastruktur, Betriebsmittel und Personal führt. Zusätzlich sind reproduzierbare Ergebnisse durch die Parallelisierung schwer zu gewährleisten. Als mögliche Reaktion auf die genannten Herausforderungen stellt dieses Paper ein System zur vollvernetzten Inbetriebnahme und Funktionsabsicherung hochautomatisierter Fahrzeuge vor. Ziel ist es, eine Funktionsfähigkeit der Fahrzeugsysteme nachprüfbar sicherzustellen und zu dokumentieren. Grundlage des vorgestellten Systems ist die Vermessung der geometrischen

Fahrachse (GFA) als maßgebliche Referenz für die HAF bereits in der Fließmontagelinie. IBN-Prozesse können so aus den stationären Prüfständen des End-of-Line in die Hauptmontagelinie vorverlagert werden. Die Reduzierung von bisher stationären Prüf- und Inbetriebnahmeumfängen führt zu einer Verschlankeung und Effizienzsteigerung des Bandendes. Teile der frei gewordenen Bereiche können durch die Integration hybrider Multitargets für die Absicherung der Inbetriebnahme im Sinne eines autonomen Abfahrbereiches genutzt werden. Darauf aufbauend ermöglichen die erweiterten Kommunikationsmöglichkeiten zukünftiger Fahrzeuge die direkte Einbindung des Produkts in die Produktionsumgebung. Hierdurch ergeben sich neue Wege, die umfelderfassende Sensorik, die als Multisensorsystem betrachtet werden kann, effizient zu kalibrieren und am Ende der Produktionslinie die Funktionsfähigkeit jedes Fahrzeugs abzusichern. Das vorgestellte Konzept resultiert in einer Optimierung der Inbetriebnahmeprozesse sowohl im Bereich der Qualität und Sicherheit, als auch in der benötigten Fläche und einer Reduktion der Prozesszeit.

## 2 Stand der Technik

Bei der Kalibrierung von geometrischen Sensoren und Multisensorsystemen handelt es sich um eine bekannte Problemstellung. Relevante Ergebnisse und Vorarbeiten werden in diesem Abschnitt dargestellt. Zudem wird der Stand der Technik betreffend die Inbetriebnahme von Fahrerassistenzsystemen abgebildet.

Grundlegend kann zwischen intrinsischer, die in der Regel durch den Hersteller der Sensorsysteme sichergestellt wird, und extrinsischer Kalibrierung unterschieden werden. Die extrinsische Kalibrierung dient der Ermittlung der räumlichen Lage und Orientierung eines jeden Sensorkoordinatensystems zu einem Referenzmerkmal des Fahrzeugs. Häufig wird dazu ein fahrzeugfestes Koordinatensystem genutzt [10]. Der exemplarische Ablauf einer solchen Inbetriebnahme ist in Bild 2 dargestellt.



**Bild 2:** Prozessschritte der Inbetriebnahme

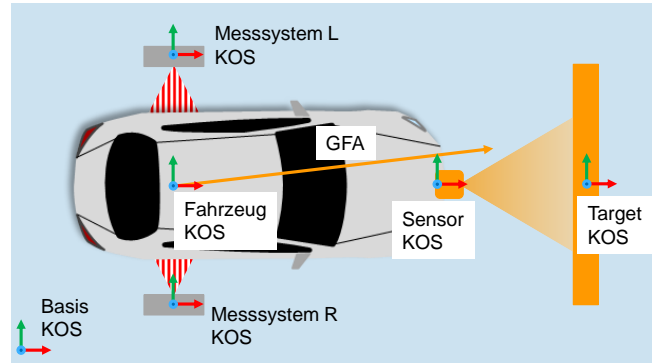
Der Bezug eines Sensorkoordinatensystems zu einem Referenzkoordinatensystem kann mathematisch in der Form einer Koordinatentransformation dargestellt werden.

$$P_A = {}^A T_B P_B \quad (1)$$

$$\text{mit } {}^A T_B = \begin{bmatrix} R & T \\ 0 & 1 \end{bmatrix}_{4 \times 4} \quad (2)$$

$P_A$  stellt dabei einen Punkt im Referenzkoordinatensystem A und  ${}^A T_B$  eine homogene Koordinatentransformation von

Sensor B zum Referenzmerkmal A dar. Um diese Transformationen der unterschiedlichen Koordinatensysteme zueinander sicher für jeden Sensor zu ermitteln, werden im Bereich der Fahrzeuginbetriebnahme stationäre Prüfstände, wie in Bild 3 dargestellt, zum Prüfstand eingemessene, teilweise stellbare, Kalibriernormale (Targets) und Messsysteme zur Bestimmung der Fahrzeugreferenz verwendet [11, 12, 13]. Die Einstellung der Sensoren erfolgt hierbei schon für Level 2 Funktionalitäten in einem Toleranzbereich von  $\pm 0,1^\circ$  bezogen auf den Nick- und  $\pm 0,05^\circ$  auf den Gierwinkel zur Fahrzeugreferenz [14].



**Bild 3:** Erfassung von Sensorposition und -lage im Prüfstand

Je nach Fahrzeughersteller, verwendeter Sensorik und weiteren Anforderungen an die Prozesse werden verschiedene Systeme eingesetzt. Es existiert kein einheitlicher Standard. Zudem unterscheiden sich die Kalibrierverfahren nach Sensortyp. In den stationären Prüfständen werden daher neben Messeinrichtungen für die Erfassung der Fahrzeuglage und Fahrzeugreferenzen wie GFA oder Fahrzeugsymmetrieachse verschiedene Targets für Radar-, Lidar- und Kamerasysteme verwendet. [11, 12]

In [10] wird ein neuartiges System zur Vermessung der geometrischen Fahrachse eines Fahrzeuges in der Montagelinie vorgestellt. Das System besteht aus einem Radadaptionsystem, welches durch eine mechanische Verbindung zur Fahrzeuggradnabe dessen Geometrie bestimmen kann und in Kombination mit bekannten Target-Lösungen eine Weiterentwicklung zu den bisher stationären Prüfständen darstellt. Das System ermöglicht eine Vorverlagerung der Fahrzeuginbetriebnahmen in die Fließmontagelinie, sodass eine Inbetriebnahme der FAS ebenfalls bereits im Fließbetrieb stattfinden kann. Hierdurch wird das EoL deutlich entlastet. Im vorgestellten Szenario wird für eine vollständige Absicherung der Fahrzeugfunktionen zusätzlich ein Validierungsprozess benötigt, um eine Funktionsabsicherung der Systeme zu gewährleisten.

### Kalibrierung von geometrischen Sensoren

Zur extrinsischen Kalibrierung von Multisensorsystemen muss die Orientierung der Erfassungsbereiche der Einzelsensoren berücksichtigt werden. Es existieren verschiedene Methoden, welche sich durch die Verwendung von Kalibriernormalen oder ein targetloses Vorgehen unterscheiden. Dabei kann die Kalibrierung parallel oder iterativ erfolgen [15]. Auf mathematischer Ebene existieren bereits zahlreiche Frameworks, die das Problem adressieren, diese



beziehen sich jedoch lediglich auf eine automatische targetbasierte Kamerakalibrierung. [16, 17]

In [18] wird eine Kamera zu Lidar Kalibrierung vorgestellt. Die Kalibrierung wird mittels einer einzelnen Aufnahme und mehrerer Targets, die im kongruenten Aufnahmebereich der Sensoren verteilt sind durchgeführt. Um das Verfahren hinreichend präzise zu gestalten, werden zwölf Kalibriernormale in Form von Schachbrettern genutzt. Zur Berechnung der Gesamttransformation werden aus den Einzelaufnahmen mittels Segmentierung die Kalibriernormale identifiziert, die resultierenden Ziele der Einzelsensoren einander zugeordnet und abschließend die Abweichungen der Ergebnisse mittels ICP-Algorithmus [19] minimiert. Unterscheiden sich die Sensorprinzipien, beispielsweise bei der Verwendung eines Radar- und Lidarsensors, kann eine extrinsische Kalibrierung der Sensoren zueinander mittels eines gemeinsamen Targets erfolgen. [20] stellt eine Möglichkeit vor, die extrinsischen Parameter einer Thermalkamera und eines Lidar-Sensors zueinander zu bestimmen. Hierzu werden zwei unterschiedliche Arten von Targets und eine Kamera als Hilfssensor verwendet, welche in der Lage ist, sowohl die verwendeten Schachbrett-Targets für die Lidar-Kalibrierung, als auch Lochplatten-Targets für die Kalibrierung der Thermalkamera fehlerfrei zu erkennen. In [21] wird ein Verfahren vorgestellt, welches zur Kalibrierung keine planaren Targets nutzt, sondern räumlich verteilte, punktförmige Referenzen, welche durch die Sensoren des Systems erfasst werden können. Ein Werkzeug zur extrinsischen Kalibrierung eines Multisensorsystems bestehend aus Radar, Lidar und Kamera wird in [15] vorgestellt. Herausforderung sind die verschiedenen Möglichkeiten der Verkettung der Sensoren untereinander, was mehrere Modellierungsmöglichkeiten des bereits beschriebenen zugrundeliegenden mathematischen Problems ergibt. Zur extrinsischen Kalibrierung werden drei Modellierungsarten beschrieben, welche jeweils in ein Minimierungsproblem überführt werden können, was anschließend gelöst werden kann. Auch in diesem Verfahren wird ein einzelnes Target, das durch alle Sensoren erkannt werden kann verwendet, um gemeinsame Bezugspunkte zu erhalten.

Eine weitere Möglichkeit ist die Kalibrierung ohne explizite Bezugsnormale. Dazu wird in [22] eine Methode präsentiert, die auf Basis neuronaler Netze eine extrinsische Kalibrierung beliebiger Sensoren zueinander durchführt. Die Methode wird am Beispiel eines Lidars und einer Monokamera validiert. Kernpunkt ist die echtzeitfähige Durchführung einer targetlosen extrinsischen Kalibrierung ohne menschliche Hilfe. Ebenso stellt [23] eine Methode zur targetlosen Kalibrierung von Frontkameras vor. Auch hier wird eine grundlegende Fahrzeugreferenz ermittelt. Daher kann unter Nutzung markanter Punkte im Erfassungsbereich und des optischen Flusses ein gemeinsamer Fluchtpunkt sowie ein zugehöriger Kalibrierwinkel bestimmt werden.

### 3 In-Line Inbetriebnahme und Funktionsabsicherung

Wie aus dem Stand der Technik ersichtlich, können die aktuellen Lösungen eine Inbetriebnahme lediglich im stationären Zustand unter Nutzung von sensorspezifischen Targets durchführen. Zudem sind eng definierte Umgebungsbedingungen notwendig, um hinreichend genaue Ergebnisse zu erzielen. Aktuellste Ansätze sind in der Lage, eine Multisensorkalibrierung durchzuführen, allerdings benötigen diese Methoden hierfür ebenfalls definierte Randbedingungen, erfordern menschliche Eingriffe zur Durchführung und sind somit schwer automatisierbar. Eine Inbetriebnahme im Fließbetrieb kann unter Einhaltung der formulierten Anforderungen nicht durchgeführt werden. Eine Funktionsabsicherung der HAF ist mit neuen Methoden konzipiert [14], jedoch ist kein redundanter Absicherungsprozess existent, der systematische Fehler und Einflüsse der Produktion nach der Inbetriebnahme ausschließt.

#### In-Line Inbetriebnahme

Zur Entwicklung eines Prozesses zur In-Line Inbetriebnahme müssen die notwendigen Schritte zur Kalibrierung umfelderfassender Sensoren betrachtet werden. Aus Bild 2 wird ersichtlich, dass die Erfassung der GFA als Referenz im Fließbetrieb umgesetzt werden muss. In einer vorangegangenen Entwicklung [10], ist dieser Umfang durch Nutzung der entwickelten Radadaptionseinheit (RAE) möglich. Durch die Integration der Technologie in die Fließmontagelinie kann die Orientierung der GFA während des IBN-Prozesses durch das System kontinuierlich bestimmt werden. Ebenso wird ermöglicht, den Umfang der Sensorkalibrierung in der Fließmontage unter Verwendung dem Stand der Technik entsprechender Targets durchzuführen. Dies erfordert das Mitführen der Targets, was erneut einen erhöhten Flächenbedarf, als auch einen kostenintensiven Aufbau bedingt. Um die Schritte der Inbetriebnahme, als auch der anschließenden Funktionsabsicherung effizienter durchzuführen, muss die Ausrichtung der umfelderfassenden Sensorik anders als mit den beschriebenen herkömmlichen Targets ermittelt werden. Betrachtet man den grundlegenden Zusammenhang in Formel (1) fällt auf, dass zur Bestimmung der Transformationsmatrix  ${}^B T_{Si}$  eines jeden Sensors  $i$  die Ermittlung von Punkten im Sensorkoordinatensystem  $S$  erforderlich ist, die im Bezugskoordinatensystem  $B$  bereits bekannt sind. Durch die Messung einer Anzahl  $n$  von Punkten im Raum für jeden Sensor  $i$  ergibt sich eine entsprechende Punktmenge

$$p_i = \{P_i^1, \dots, P_i^n\} \quad (3)$$

im Sensorkoordinatensystem  $S$ . Sind die Punkte, die durch den Sensor gemessen werden im Bezugskoordinatensystem  $B$  bekannt, ergibt sich mit Formel (1) der folgende Zusammenhang

$$P_B^n = {}^B T_S * P_S^n \quad (4)$$

$$\text{und damit } p_{Si}^n = {}^{Si} T_B * p_B^n \quad (5)$$

Ab  $|n| \geq 4$  ist das Gleichungssystem (5) bestimmt und die Transformation kann bestimmt werden. Mit dieser Überlegung ergibt sich die Anforderung, dass die für jeden Sensor zu erkennenden Referenzmarken in  $B$  bekannt sein müssen. Das ist möglich, indem diese zum Koordinatensystem der Montageanlage eingemessen werden. Es ergibt sich die folgende Transformationskette:

$$P_A = {}^A T_M {}^M T_B {}^B T_{Si} P_{Si} \quad (6)$$

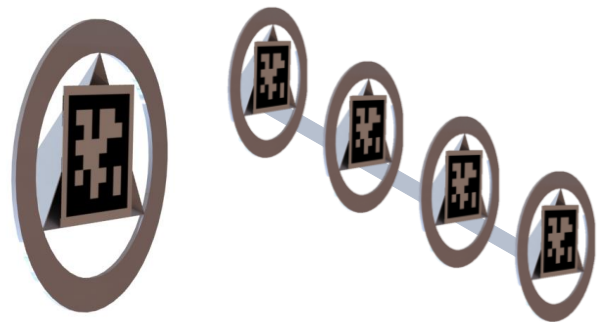
Dabei bezeichnet  ${}^M T_B$  die Transformation vom Bezugsins Basiskoordinatensystem des Messsystems. Diese ist bereits bekannt und stellt beispielsweise den Bezug der GFA zum Messsystem dar.  ${}^A T_M$  bezeichnet die Transformation vom Basiskoordinatensystem des Messsystems zur Montageanlage A. Auch diese kann einmalig bestimmt werden. Somit ist lediglich  ${}^B T_{Si}$  als Unbekannte vorhanden, welche sich wie bereits aufgezeigt bestimmen lässt.

Die für dieses Vorgehen benötigten Referenzmarken (RM) können entweder markante Punkte in der Produktionsumgebung sein, oder durch konstruierte Targets dargestellt werden. Targetlose Verfahren wie in [23] weisen oft eine geringe Nachvollziehbarkeit und eine größere Ungenauigkeit der Ergebnisse verglichen mit targetbasierten Kalibrierverfahren auf. Dementsprechend muss für eine sichere und nachvollziehbare Inbetriebnahme, als auch Funktionsabsicherung ein Verfahren auf Basis von definierten RM implementiert werden. Diese RM müssen zur Vermeidung von Prozessstörungen im Produktionsumfeld erkennbar und von anderen Referenzen und Störkonturen unterscheidbar sein. Da je nach Sensortyp (Radar, Lidar, Kamera) unterschiedliche Wirkprinzipien zugrunde liegen, müssen die benötigten Ziele für jeden Sensortyp einzeln ausgelegt werden. Randbedingung für diese Konzeption ist bei allen Sensoren die Erfassung der Referenz mit reproduzierbarer und hoher Genauigkeit. Daher wird angestrebt, punktförmige Ziele zu verwenden.

Aufgrund des Wirkprinzips sind für Radarsensoren metallische Referenzmarken mit einem hohen Radarquerschnitt (RCS) sinnvoll. Im vorliegenden Fall werden Retroreflektoren verwendet, welche schon bei kleinen Geometrien einen hohen RCS aufweisen und im Produktionsumfeld trotz bestehender metallischer Strukturen gut erkennbar sowie isolierbar sind. Sie weisen eine für Radarsensoren wichtige Unabhängigkeit des Einfallswinkels auf, da Sie in einem Bereich von  $\pm 15^\circ$  über eine geringe Dämpfung verfügen. Für Kameras zeigen Ziele mit gut zu erkennenden Mustern durch die zwingende Kopplung mit bildverarbeitenden Systemen ein hohes Potenzial auf. Verbreitet sind dabei schachbrettartige Muster, die jedoch eine schlechte Unterscheidbarkeit zu parallel angeordneten oder sich überdeckenden Targets aufweisen und keine Identifikation ermöglichen. Eine Weiterentwicklung stellen sogenannte „fiducial marker“ dar. Es existieren verschiedene Lösungen, beispielsweise AprilTags [24] oder ArUco Marker [25]. Diese sind mittels aufgebrachten QR-Code identifizierbar und die Orientierung des Ziels im Bezug zur Kamera erfassbar.

Lidarsensoren arbeiten aufgrund ihres Wirkprinzips mit mehreren Scanebenen. Dies bedingt, dass die abtastenden Laserstrahlen mit horizontalen beziehungsweise vertikalen Kanten interferieren und diese nicht erkannt oder nur ungenau rekonstruiert werden können. Um dieses Risiko zu minimieren, sind kreisförmige Strukturen bei der Konstruktion eines Referenzmarkers zielführend [26].

Die zur Ermittlung der Gesamttransformation notwendigen Punkte lassen sich im Produktionsumfeld am einfachsten durch gemeinsame Referenzen ermitteln. Somit ist es zielführend, die beschriebenen Einzellösungen für Referenzmarken zu einem Multitarget zu kombinieren. Ein ähnlicher Ansatz wird in [15] beschrieben, wobei ein Multitarget für Radar, Lidar und Kamera in einfacher Ausführung verwendet wird. Zur Erzeugung mehrerer Referenzpunkte wird das Target zwischen mehreren Aufnahmen bewegt, wodurch die notwendige Anzahl von Zielpunkten erreicht wird. Dieses Vorgehen ist für eine Durchführung in der Fließmontage ungeeignet. Daher wird ein Multitarget konstruiert, das mittels einer einzelnen Aufnahme vier identifizierbare Referenzmerkmale abbildet, wodurch die Bedingungen in (5) erfüllt werden. Der Aufbau besteht aus einem metallischen Cornerreflektor für Radarsensoren, einem ArUco-Marker zur Detektion durch Kamerasysteme und ei-



**Bild 2:** Multitarget (links) und Referenzanordnung (rechts)

nem kreisförmigen Ziel für Lidarsensoren (Bild 2). Die Einzelziele werden so angeordnet, dass sich ein gemeinsamer Mittelpunkt ergibt. Daher werden übereinanderliegende Referenzpunkte für jeden Sensortyp garantiert, die sich durch ihre strukturellen Eigenschaften deutlich von der Produktionsumgebung unterscheiden und mittels des im Aruco-Markers eingebrachten digitalen Codes identifizieren lassen. Durch diese Architektur können alle Sensoren des Multisensorsystems parallel kalibriert werden und ein iteratives Vorgehen wie in [20] entfällt. Damit werden Fehlerketten in der Berechnung verkürzt und Ungenauigkeiten des Verfahrens verringert.

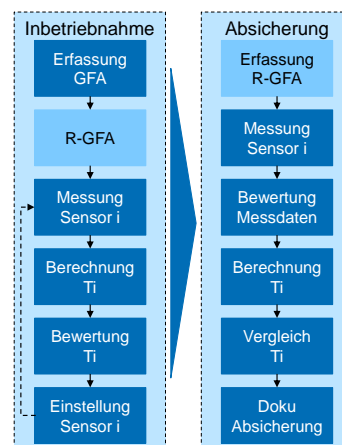
Da die Inbetriebnahme zukünftig eine steigende Anzahl von Sensoren umfasst und zudem die Ansprüche an Qualität als auch Nachvollziehbarkeit der Ergebnisse steigen, ist eine Kalibrierung über Routinen, die direkt auf der Sensorik ausgeführt werden, nicht mehr zielführend. Vor dem Hintergrund dieser Anforderungen, als auch dem zusätzlichen Funktionsspektrum für mobile Anwendungen und dem autonomen Fahren, ändert sich die Architektur der Fahrzeuge. Es findet ein Wandel von einer steuergeräteori-

entierten, zu einer Zentralrechnerarchitektur statt [27]. Damit wird es möglich, bereits in der Produktion über die zusätzlichen Kommunikationsmöglichkeiten (Car-to-everything, C2X) moderner Fahrzeuge auf Sensordaten zuzugreifen. Hierdurch entfallen bisher genutzte Betriebsmittel zur Fahrzeugansteuerung. Sensordaten können direkt auf externen, leistungstärkeren Betriebsmitteln verarbeitet sowie eine sichere und nachvollziehbare Kalibrierung durchgeführt werden. Auch eine Inbetriebnahme in der Cloud wird denkbar [28], wobei dadurch Daten aus der Produktion entlang des Lebenszyklus weiter genutzt werden können, um beispielsweise Einstellungen am Fahrzeug durchzuführen, welche sonst eine aufwändige Neukalibrierung zur Folge hätten. Zur Sicherstellung einer hohen Datenqualität bei der Inbetriebnahme kann das durch die Anordnung der Einzelreferenzen bekannte Muster genutzt werden. Dadurch wird die Verarbeitung von Messfehlern vermieden, da lediglich die Daten der Referenzmarken mittels Mustererkennung aus den Messdaten extrahiert werden. Daten, die nicht in das angelernte Muster passen, werden herausgefiltert. Weiterhin können mehr als vier Einzelmarker verwendet oder alternativ mehrere Aufnahmen mit dem System durchgeführt werden. Das führt zu einer Überbestimmung des Problems (5), sodass mittels Algorithmen zur Fehlerminimierung die Präzision des Ergebnisses gesteigert werden kann.

### In-Line Funktionsabsicherung

Der Prozess der Funktionsabsicherung stellt eine redundante Ermittlung der Transformation aller Sensoren zur Fahrzeugreferenz dar. Weist diese redundant ermittelte Transformation eine zu hohe Abweichung zur ermittelten Transformation des Kalibrierprozesses auf, muss mit einer nicht ordnungsgemäßen Sensorkonfiguration gerechnet werden. Das Fahrzeug ist somit nicht fähig, die sicherheitskritischen Aufgaben autonomer Fahrfunktionen durchzuführen. Die Funktionsabsicherung muss zu einem möglichst späten Zeitpunkt in der Produktion durchgeführt werden, um sicherzustellen, dass eine Veränderung des Systems vor Aufnahme der autonomen Fahrfunktion weitestgehend ausgeschlossen ist. Entsprechend den vorangegangenen Überlegungen kann das eingangs vorgestellte Vorgehen in Bild 2 um die Schritte zur qualitativen Bewertung der Messdaten, der ermittelten Einzeltransformationen und der Funktionsabsicherung erweitert werden, wie Bild 5 zeigt. Um nachgelagert zur Inbetriebnahme eine Funktionsabsicherung durchzuführen, muss die ermittelte Fahrzeugreferenz zu einem späteren Zeitpunkt reproduziert werden. Dies erfolgt im dargestellten Vorgehen über die Ermittlung eines in der Produktion zum Fahrwerk unveränderlichen Referenzmerkmals (R-GFA). Durch die Nutzung eines solchen Referenzmerkmals in Form von markanten Punkten, wie definierten Ecken oder Kanten (bspw. Übergang Windschutzscheibe, Kotflügelkanten), kann zu einem späteren Zeitpunkt ein Absicherungsprozess durchgeführt werden. Nach erfolgreicher Erfassung der R-GFA kann das bereits beschriebene Muster aus Re-

ferenzmarken durch die Fahrzeugsensorik ermittelt werden. Wird dieser Prozess im Fließbetrieb durchgeführt, beispielsweise beim Durchfahren des Fahrzeuges durch einen



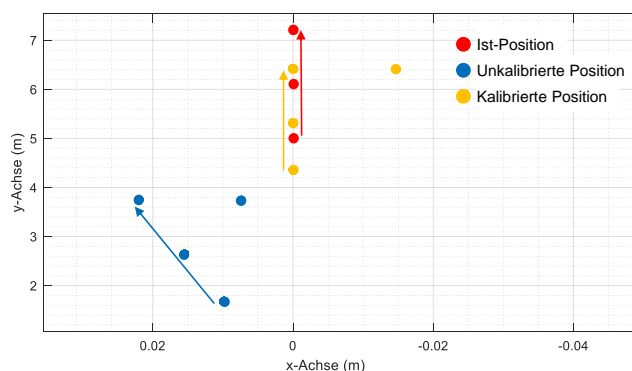
**Bild 5:** Inbetriebnahme und Absicherung

Absicherungsbereich mit mehreren Referenzmarken, kann durch eine qualitative Bewertung der Messdaten Messfehler vermieden werden. Anschließend werden Einzel- und Gesamttransformationen anhand verschiedener Kriterien verglichen und validiert. Zur Dokumentation dieser sicherheitskritischen Prüfung können die Ergebnisse der Absicherung inklu-

sive der zugrundeliegenden Messdaten über die Fahrzeugschnittstelle übertragen und auf einem Steuergerät für spätere Prüfungen hinterlegt werden.

## 4 Gesamtsystem zur Inbetriebnahme und Absicherung

Zur Validierung des Systems wurde dieses in einem realitätsnahen Versuchsaufbau implementiert. Dazu wurden ein Radarsensor, ein Lidar und eine Kamera mittels justierbarer Sensoraufnahme an einem Versuchsfahrzeug angebracht. In Versuchen wurde die GFA des Fahrzeugs mittels RAE bestimmt und mit einem Laserinferometer die Ist-Lage der Referenzmarken zum Referenzkoordinatensystem bestimmt. Anschließend wurde über das Sensorsystem die Anordnung der Referenzmarken aufgenommen und die Orientierung der Marken zum sensorfesten Koordinatensystem bestimmt. Hieraus lässt sich ein Winkel des Sensorträgers zur GFA berechnen. Anschließend kann mittels



**Bild 3:** Kalibrierung der Sensororientierung

elektronischer Kalibrierung der Offsetwert korrigiert und die Lage der Referenzmarken erneut bestimmt werden. Die Aufnahmen der Referenzmarken vor und nach Kalibrierung, als auch die Ist-Lage sind in Bild 3 dargestellt. Wie zu erkennen ist konvergiert das Verfahren und ermöglicht einen Vergleich der Sensortransformationen, was die

Funktionsabsicherung umfelderfassender Systeme ermöglicht.

## 5 Zusammenfassung und Ausblick

Der in diesem Paper vorgestellte Forschungsansatz zur Inbetriebnahme und Absicherung von hochautomatisierten Fahrfunktionen zeigt, dass bereits durch die Bestimmung der geometrischen Fahrachse in der Fließmontagelinie die Inbetriebnahmen der Fahrerassistenzsysteme aus dem End-of-Line in die Montagelinie vorgezogen werden können. Durch die Entwicklung eines Multitargets für Radar, Lidar und Kamera kann eine Funktionsabsicherung der hochautomatisierten Fahrfunktionen durchgeführt werden. Dabei werden die C2X-Funktionalitäten zur direkten Kommunikation mit dem Fahrzeug genutzt, um Messdaten zu validieren und das Ergebnis des Absicherungsprozesses zu dokumentieren. Die Nutzung von punktförmigen Referenzmarken und ein skalierbares Design der Datenverarbeitung ermöglichen eine Reaktion auf Änderungen am Fahrzeug. Im weiteren Verlauf werden neben Fähigkeitsuntersuchungen Maßnahmen zur Erhöhung der Systemgenauigkeit durchgeführt. Zusätzlich soll der Prozess für Sensoren mit inkongruenten Sichtfeldern erweitert werden.

## 6 Literatur

- [1] SAE: J3016\_202104 - Taxonomy and Definitions for Terms Related to Driving Automation Systems for On-Road Motor Vehicles. 2021
- [2] VDA - Verband der Automobilindustrie e. V.: Automatisierung. Von Fahrerassistenzsystemen zum automatisierten Fahren. 2015
- [3] IEC: 61508 - Functional safety of electrical/electronic/programmable electronic safety-related systems. 2010
- [4] ISO: 26262 - Road vehicles – Functional safety. 2018
- [5] ISO: 21448 - Road vehicles — Safety of the intended functionality. 2020
- [6] BMVi: Entwurf eines Gesetzes zur Änderung des Straßenverkehrsgesetzes und des Pflichtversicherungsgesetzes – Gesetz zum autonomen Fahren. StVG. , 2021
- [7] Becker, J.: Der Entwicklungsaufwand bei selbstfahrenden Autos ist riesig. Süddeutsche Zeitung 2018
- [8] Brenner, W. u. Hermann, A.: An Overview of Technology, Benefits and Impact of Automated and Autonomous Driving on the Automotive Industry. Berlin, Heidelberg: Springer, 2018
- [9] Müller, R.: Montage und Inbetriebnahme von Kraftfahrzeugen. Inbetriebnahme der Fahrzeugelektronik. Saarbrücken, 2021
- [10] Otto, M.: Effizienzsteigerung und Absicherung automatisierter Inbetriebnahmeprozesse. Dissertation, Universität des Saarlandes. 2021
- [11] BEP: ADAS testing solutions. <https://www.burke-porter-group.com/brands/burke-e-porter-machinery-company/>. 2022
- [12] Dürr Assembly Products: x-DASalign. Prüfstand für Fahrerassistenzsysteme. 2021
- [13] DIN ISO: 8855:2011 - Straßenfahrzeuge - Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten - Begriffe. 2013
- [14] Gresser, J.: Ganzheitliche Absicherung der Inbetriebnahme, Universität des Saarlandes. 2021
- [15] Domhof, J., Kooij, J. u. Gavrilu D.: An Extrinsic Calibration Tool for Radar, Camera and Lidar. IEEE International Conference on Robotics and Automation. 2019
- [16] OpenCV: Camera calibration with OpenCV. [https://docs.opencv.org/4.5.5/d4/d94/tutorial\\_camera\\_calibration.html](https://docs.opencv.org/4.5.5/d4/d94/tutorial_camera_calibration.html), abgerufen am: 25.01.2021. 2021
- [17] Mathworks: Matlab - Camera Calibration. <https://de.mathworks.com/help/vision/camera-calibration.html>, abgerufen am: 25.01.2021. 2021
- [18] Geiger, A., Moosmann, F., Car, Ö. u. Schuster, B.: Automatic Camera and Range Sensor Calibration using a single Shot. IEEE International Conference on Robotics and Automation. 2012
- [19] Besl, P. u. McKay, H.: A method for registration of 3-D shapes. IEEE Transactions on Pattern Analysis and Machine Intelligence 1992
- [20] Zhang, J., Siritanawan, P., Yue, Y., Yang, C., Wen, M. u. Wang, D.: A Two-step Method for Extrinsic Calibration between a Sparse 3D LiDAR and a Thermal Camera. 15th International Conference on Control, Automation, Robotics and Vision. 2018
- [21] El Natour, G., Ait Aider, O., Rouveure, R., Berry, F. u. Faure, P.: Radar and vision sensors calibration for outdoor 3d reconstruction. IEEE International Conference on Robotics and Automation. 2015
- [22] Schneider, N., Piewak, F., Stiller, C. u. Franke, U.: RegNet: Multimodal Sensor Registration Using Deep Neural Networks. IEEE Intelligent Vehicles Symposium. 2017
- [23] Scheppe, P.: Inline Inbetriebnahme und Kalibrierung von Fahrerassistenzsystemen. In: 13. Montagetagung 2021. Saarbrücken. 2021
- [24] Olson, E.: April Tag: A robust and flexible visual fiducial system. IEEE International Conference on Robotics and Automation. 2011
- [25] OpenCV: ArUco Markers. [https://docs.opencv.org/4.5.5/d5/dae/tutorial\\_aruco\\_detection.html](https://docs.opencv.org/4.5.5/d5/dae/tutorial_aruco_detection.html), abgerufen am: 27.01.2022. 2022
- [26] Persic, J., Markovic, I. u. Petrovic, I.: Extrinsic 6DoF calibration of 3D LiDAR and radar. European Conference on Mobile Robots. 2017
- [27] Gruß, F.: Ganzheitliche Untersuchung der drahtlosen Vernetzung des Fahrzeugs mit der Produktionsinfrastruktur für eine zukunftsfähige Inbetriebnahme. Dissertation, Universität des Saarlandes. 2021
- [28] Gruß, F. u. Brauneis D.: Cloudbasierter Ansatz zur Inbetriebnahme von Fahrzeugen unter Nutzung der 5G Übertragungstechnologie. In: 11. Montagetagung 2019. Saarbrücken. 2019



# Automatisierung der flexiblen Handhabung schmiedewarmer Tailored Forming Bauteile

## Automation of flexible handling of hot forged Tailored Forming components

Caner-Veli Ince, Leibniz Universität Hannover, Institut für Montagetechnik, 30823 Garbsen, Deutschland, ince@match.uni-hannover.de

Prof. Dr.-Ing. Annika Raatz, Leibniz Universität Hannover, Institut für Montagetechnik, 30823 Garbsen, Deutschland

### Kurzfassung

Universalgreifer sind flexibel einsetzbar und können sich an verschiedene Situationen und Objekte anpassen. Aktuelle formvariable Universalgreifer bestehen überwiegend aus monolithischen polymeren Werkstoffen, deren maximale Einsatztemperaturen bei 300 °C liegen. Somit kann von der Formflexibilität nicht in Bereich profitiert werden in denen höhere Temperaturen vorherrschen und die zu handhabenden Objekte Umformungsprozesse durchschreiten. Solch ein Bereich ist der Schmiedesektor, bei dem die Objekte Temperaturen von bis zu 1250 °C erreichen. Die vorliegende Diskrepanz zwischen der Formvariabilität der Greifer und den Prozesstemperaturen im Schmiedesektor versuchen wir zu schließen. In dieser Arbeit stellen wir das von uns entwickelte Konzept eines formvariablen hochtemperaturbeständigen Handhabungssystem und deren praktische Umsetzung vor, sowie die noch zu lösenden Herausforderungen.

### Abstract

Universal grippers are flexible and can adapt to different situations and objects. The shape variability has limitations, for example, the temperature. For manufacturing such shape variable grippers, elastic polymer materials are used. The material has an upper limit of the operating temperature of 300 °C. In the forging sector, the manufactured object change their geometry during the process and reaches temperature up 1250 °C. Here, we see the potential of the utilization of shape variable grippers. Therefore, we developed a system that overcomes the gap between the temperature limitation of current shape variable grippers and the high temperature in forging environments. This paper presents our gripper and the task to be solved in future works.

## 1 Einleitung

Formvariable Handhabungssysteme haben den großen Vorteil, dass sie sich an unterschiedliche Geometrien anpassen können, wodurch sie universell einsetzbar sind. Der von Shintake et al. aufgestellte Vergleich zeigt, dass die betrachteten Greifer eine Gemeinsamkeit aufweisen: Sie sind aus einem elastischen polymeren Material gefertigt. Das polymere Material hat den Vorteil, dass es sich elastisch verhält. In Kombination mit verschiedenen physikalischen Effekten wie dem Granular Jamming [1] oder dem Fin Ray Effect [2] ergibt sich ein universell einsetzbares Handhabungssystem. Neben den Vorteilen des elastischen Polymermaterials liegt allerdings auch ein negativer Aspekt vor, der den Einsatz eines solchen Greifers limitiert. Hierbei handelt es sich um die Einsatztemperatur, die bei Polymerwerkstoffen maximal 300 °C betragen darf [3]. Für die meisten Anwendungsfälle wird diese Temperatur nicht überschritten und beeinträchtigt somit nicht den Einsatz. In dem betrachteten Fall wollen wir die Anwendung im Schmiedebereich untersuchen, weil die Objekte durch Umformprozesse geometrisch verändert werden. Für die Automatisierung dieser Prozesse wäre ein Handhabungssystem von Vorteil, das sich an die Formveränderung des Handhabungsobjekts adaptiert. Bei Umformprozessen im Schmiedebereich treten Temperaturen von bis 1250 °C auf,

wodurch eine Diskrepanz zwischen den Einsatztemperaturen der formvariablen Greifer und der Bedingungen im Schmiedebereich gegeben ist.

Deswegen befasst sich dieser Beitrag mit der Konzeptionierung eines formvariablen Greifers und dessen Umsetzung, der für die Handhabung schmiedewarmer Bauteile ausgelegt ist. Neben der konstruktiven Umsetzung, wird ebenfalls auf die Regelung des Systems eingegangen und konzeptionell vorgestellt. Der entwickelte Greifer ist prinzipiell für jeglichen Schmiedeprozess anwendbar, wird aber am Tailored Forming ausgelegt, da im Rahmen des Tailored Formings die Entwicklung und Umsetzung des Greifers erfolgt. Deswegen werden zunächst die Rahmenbedingungen des Tailored Formings definiert. Hierbei handelt es sich um einen neuartigen Prozess, der die Herstellung belastungsangepasster hybrider Massivbauteile untersucht. Anschließend wird ein kurzer Überblick über aktuelle formvariable Greifer gegeben. Anhand des Überblicks wird die Wahl eines Konzeptes für die Umsetzung getroffen. Dann folgt die Vorstellung des entwickelten Konzeptes für die Konstruktion und die Regelung. Abschließend wird eine Zusammenfassung des Beitrages mit Ausblick für zukünftige Arbeiten gegeben.

## 2 Ausgangslage

In diesem Abschnitt werden die Rahmenbedingungen für die Konzeption erläutert und es folgt ein kurzer Überblick über aktuelle formvariable Greifer. Dadurch soll es möglich sein, Vorteile und Nachteile einzelner Greiferarten mit Bezug auf den Schmiedeprozess zu evaluieren.

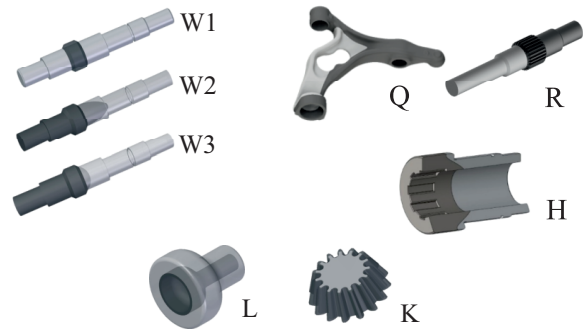
### 2.1 Randbedingungen - Tailored Forming

Im Sonderforschungsbereich (SFB) 1153 wird die Prozesskette des Tailored Formings untersucht. Hierbei handelt es sich um einen neuartigen Prozess, der die Herstellung belastungsangepasster hybrider Massivbauteile erforscht. Die Besonderheit ist, dass die unterschiedlichen Werkstoffe bereits vor der endkonturnahen Formgebung gefügt werden. Der Fügeprozess erfolgt bei der Herstellung des Halbzeugs. Dadurch wird erreicht, dass die Fügezone der beiden Materialien eine höhere Festigkeit erzielt als bei dem Fügen im endkonturnahen Zustand, das konventionelle Verfahren entspricht [4]. Beim endkonturnahen Fügen, werden die Fügepartner separat umgeformt und anschließend gefügt. Hierdurch sind die erzielbaren Geometrien eingeschränkter als beim Tailored Forming, wo das Fügen vor dem Umformen erfolgt.

Hierzu werden spezielle Demonstrator-Bauteile untersucht, die die Materialpaarung Stahl-Aluminium, Titan-Aluminium und Stahl-Stahl abbilden. Die Fügeprozesse zur Herstellung des Demonstratorhalbzeuges beinhalten das Strangpressen, Reibschweißen und Auftragsschweißen. Welcher Fügeprozess zum Einsatz kommt, ist von der Anordnung der Materialien abhängig. Bei den genannten Fügeprozessen konnte bereits bestätigt werden, dass ein Verbund der unterschiedlichen Werkstoffe möglich ist und eine die Fügezone höhere Festigkeiten erreicht, als das Aluminium. Die so gebildete Fügezone ist somit keine Schwachstelle im hybriden Bauteil [5]. Dies ist wiederum notwendig, damit die Tailored Forming Bauteile gleiche oder bessere Lebensdauern erreichen können als Bauteile aus Monowerkstoffen. Als Vorbereitung für den Umformprozess müssen die Halbzeug erwärmt werden. Durch die Erwärmung wird das Fließverhalten des Werkstoffes eingestellt, sodass der gewünschte Umformgrad erreicht wird. Unter Fließverhalten ist die plastische Verformbarkeit zu verstehen. Aufgrund der hybriden Bauteile, muss das jeweilige Fließverhalten der beiden Fügepartner angepasst werden. Dazu müssen die Fügepartner auf unterschiedliche Temperaturen erwärmt werden. Dieses wird mithilfe induktiver Erwärmung erreicht, wodurch es möglich ist, einen Temperaturgradient im Halbzeug zu erzeugen [6]. Bei der Paarung von Stahl-Aluminium liegt die Umformtemperatur des Stahls oberhalb der Schmelztemperatur des Aluminiums. Deswegen ist es notwendig, das Aluminium während der induktiven Erwärmung zu kühlen. Kritisch zu betrachten ist hierbei die Fügezone. Trotz einer lokalen Erwärmung des Stahls und Kühlung des Aluminiums weisen die Fügepartner in der Fügezone die identische Temperatur auf. Somit ist ein exakt eingestellter Temperaturgradient erforderlich, der während der gesamten Erwärmungs- und anschließender Transportphase in das Umformwerk-

zeug aufrecht gehalten werden muss. Andernfalls kommt es zu einer ungewollten Beschädigung der Fügezone durch lokale Aufschmelzungen infolge von Konduktion. Dieser Vorgang wird anhand einer Lagerbuchse (L) und verschiedener Wellen (W1-3) untersucht, die in der Abbildung 1 zu sehen sind.

Für die Titan-Aluminium-Paarung gelten ähnlich Bedingungen, wie bei den Stahl-Aluminium-Bauteilen. Das Titan benötigt für die Umformung höhere Temperaturen als der Stahl, hat dafür aber einen schlechteren Wärmeleitkoeffizienten, wodurch ein Temperaturgradient besser einzustellen ist.



**Abbildung 1** Untersuchte Demonstratoren im Tailored Forming Prozess. Wellen W1-3, Lagerbuchse L, Querlenker Q, Ritzelwelle R, Hohlwelle H und das Kegelrad K

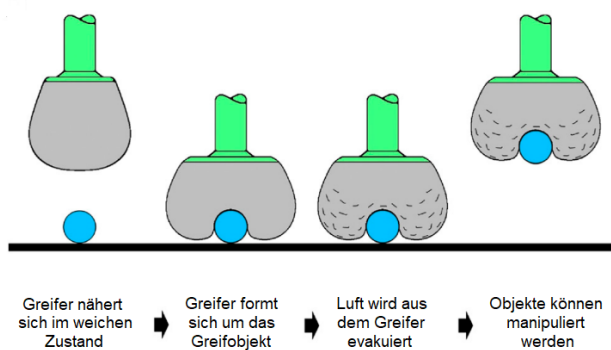
Bei der Betrachtung der Stahl-Stahl Demonstratoren spielt die Problematik des Aufschmelzens keine Rolle. Die gefügten Materialien können je nach erforderlichem Fließverhalten bis auf 1250 °C erwärmt werden. Diese Materialpaarung wird am Kegelrad (K) untersucht. Die zylindrische Halbzeuggestalt wird in eine konische, mit Zähnen versehene Geometrie geformt. Hierbei ist die Problematik der Handhabung durch die Gestaltänderung gegeben. Um das Einlegen und Entnehmen des Kegelrades aus der Umformmaschine zu automatisieren und mit nur einem Endeffektor durchzuführen, ist ein hochtemperaturbeständiges und formvariables Handhabungsmodul notwendig.

Neben den bereits genannten Demonstratoren sind noch weitere in der Abbildung 1 dargestellt. Im Tailored Forming Prozess ergeben sich folgende Anforderungen für die Handhabung der Bauteile: Zum einen wird ein Modul benötigt, welches in der Lage ist die Objekte während des Transportes zu kühlen. Das Kühlmodul ist somit eine zusätzlich integrierte Funktion im Handhabungssystem. Zum anderen ist ein Greifmodul notwendig, das den hohen Temperaturen von bis zu 1250 °C standhält und sich dabei formvariabel auf variierende Geometrien anpasst. In diesem Beitrag wird das Greifmodul thematisiert und vorgestellt.

### 2.2 Universalgreifer

Es sind zwei Arten von formvariablen Universalgreifern existent, die sich in Funktion und Gestalt unterscheiden. Die erste Gruppe, sind die sogenannten weichen Greifer.

Die Gruppe der weichen Greifer werden in den meisten Fällen aus polymeren Materialien gefertigt, wodurch sie ihre Flexibilität erhalten, wie von Shintake et al. zusammenfassend gezeigt wird [7]. Der Gruppe angehörig sind Greifer, die beispielsweise auf dem Effekt des Granular Jamming [1] oder Fin Ray Effects [8] basieren. Beim Granular Jamming wird ausgenutzt, dass sich ein Granulat unter dem Einwirken eines Vakuums verfestigt. Dazu befindet sich das Granulat in einer elastischen Membran. Im Ausgangszustand ist das Granulat in der Membran lose und verformbar, wodurch es jegliche Kontur abbilden kann. Wenn das Negativ der Kontur erstellt ist, wird die elastische Membran evakuiert und das Granulat verfestigt sich. Dabei behält das Granulat seine aktuelle Anordnung bei, woraufhin ein Formschluss hergestellt ist. Das Funktionsprinzip ist in der Abbildung 2 dargestellt. Für den Anwendungsfall des Tailored Formings ist die elastische Membran kritisch zu betrachten, da die Prozesstemperaturen von 1250 °C die Membran beschädigen würden.

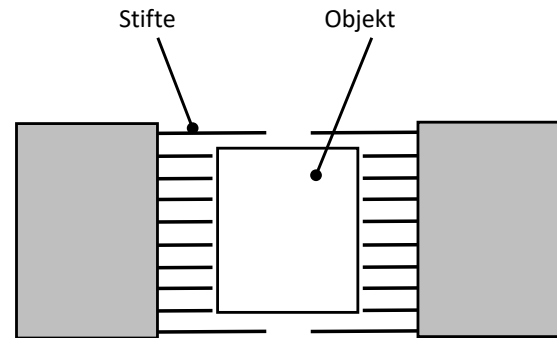


**Abbildung 2** Funktionsprinzip Granular Jamming [1]

Beim Fin Ray Effect wird eine Struktur verwendet, die sich beim Einwirken einer Kraft entgegengesetzt zu dieser verformt [2]. Das entgegengesetzte verformen beim Einwirken einer Kraft ist Fischflossen nachempfunden. Dieser Effekt wird ausgenutzt, damit ein Greiferfinger, der auf der Fin Ray Basis konstruiert ist, das zu handhabende Objekt umschlingt, wenn ein Kontakt vorliegt. Hier kommt ebenfalls ein Polymerwerkstoff zum Einsatz, da diese sich kontinuierlich Verformen können.

Die zweite Gruppe von formvariablen Universalgreifern sind die sogenannten Pingreifer. Diese besitzen in einer Matrix angeordneten Stifte, die axial verschoben werden können. Dadurch kann eine beliebige Kontur an diskreten Punkten abgebildet werden. Das so entstandene Negativ der jeweiligen Kontur wird gesperrt, wodurch ein Formschluss vorliegt, der zum Handhaben genutzt wird, siehe Abbildung 3. Hierbei ist der Vorteil, dass die Stifte aus metallischen Werkstoff gefertigt sind. Die Einsatztemperaturen des metallischen Werkstoffs ist höhere als die des Polymerwerkstoffes.

Zu dieser Art von Greifern gehören unter anderem der Omnigripper [9] und der Matrix-Greifer [10]. Bei der Auslegung dieser beiden Greifer war kein Einsatz unter Hochtemperaturbedingungen vorgesehen. Somit ist eine



**Abbildung 3** Funktionsprinzip Pingreifer: Die Stifte bzw. Pins formen die Kontur eines beliebigen Objektes ab. Dadurch entsteht ein formschlüssiger Griff.

Verwendung im Tailored Forming Prozess nicht ohne weitere Untersuchungen möglich.

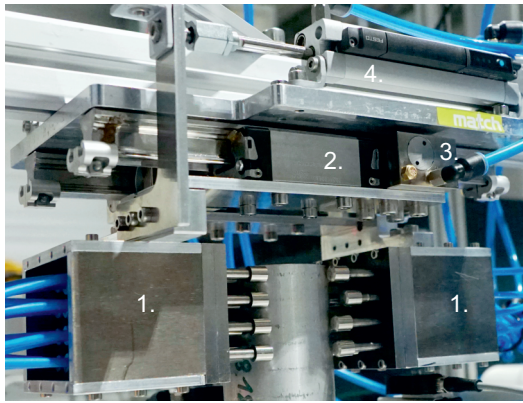
Abschließend kann gesagt werden, dass das Tailored Forming folgende Anforderungen an das Greifsystem stellt: Zunächst muss ein Kühlsystem für die heißen Objekte im Greifsystem vorhanden sein. Dieses wird in diesem Beitrag nicht weiter betrachtet. Des Weiteren ist eine Flexibilität in der Formvariabilität notwendig. Gleichzeitig muss das Greifsystem Temperaturen von bis zu 1250 °C standhalten. Die formvariablen elastischen Greifer, die auf dem Granular Jamming oder dem Fin Ray Effekt basieren, sind aufgrund ihres Materials nicht für den Einsatz unter den genannten Temperaturen geeignet. Der Pingreifer hingegen besteht aus einem metallischen Werkstoff und wäre theoretisch hierfür geeignet. Die zuvor genannten Pingreifer sind jedoch nicht für den Einsatz unter den hohen Temperaturen ausgelegt. Dennoch ist beim Pingreifer das Potential vorhanden, um unter den genannten Bedingungen eingesetzt zu werden.

### 3 Pingreifer

Nachdem die Recherche ergeben hat, dass es Möglichkeiten gibt, formvariable Greifer aus metallischen Werkstoffen zu fertigen, wird das Konzept des Pingreifers näher untersucht und auf die Randbedingungen des Tailored Forming Prozesses optimiert. Hierzu werden die folgenden zwei Module gebildet und genauer betrachtet: Zunächst wird ein Greifer benötigt, der die Backen, indem die Pins angeordnet sind, zueinander positionieren kann. Das ermöglicht eine höhere Variabilität in der Handhabung unterschiedlich dimensionierter Objekte. Des Weiteren werden die Backen selbst näher betrachtet. In der Abbildung 4 ist der entwickelte Greifer dargestellt, der im Folgenden genauer vorgestellt wird.

#### 3.1 Greifer

Aufgrund der unterschiedlichen Dimensionen und Geometrien der Demonstratoren im SFB 1153 und des Anspruchs des universellen Greifens ist eine Vorrichtung notwendig,



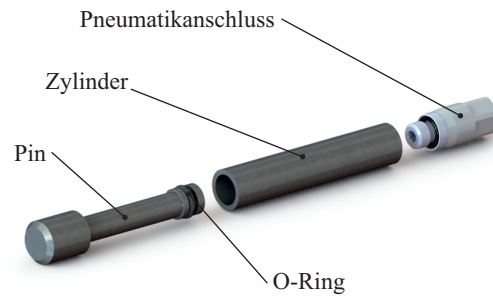
**Abbildung 4** Greifsystem mit zylindrischem Bauteil im Griff. 1. Pinbacken, 2. Linearführungssystem mit Schlitten, 3. Pneumatische Bremse, 4. Zylinder zur Backenpositionierung mit Sensor

welche die Backen zueinander ausrichtet. Hierbei ist ein Parallelmechanismus gewählt worden, da dieser die Pins und die Backen axial zueinander verschieben kann, ohne deren Ausrichtung zu beeinflussen. Unter den Randbedingungen des Tailored Formings war es nicht möglich, vorhandene Parallelgreifer zu verwenden. Die hohen Temperaturen, die während des Prozesses auftreten und auf das Greifsystem wirken, liegen außerhalb der maximal möglichen Einsatztemperaturen der Parallelgreifer. Hinzu kommt die mögliche Kombination mit der Kühleinheit für die heißen Objekte, wodurch Wasser und Wasserdampf mit in Betracht gezogen werden müssen. Aus diesen Gründen konnte kein System gefunden werden, das für die Einsatzbedingungen geeignet ist. Folglich haben wir unser eigenes paralleles Greifsystem entworfen.

Unser System aktuiert die Pinbacken pneumatisch jeweils mithilfe von einem doppeltwirkenden Zylinder. Somit kann jede Backe einzeln positioniert werden. Durch die Zylinder wird ein Schlitten angetrieben, auf dem die Backen befestigt sind. Der Schlitten ist dabei auf einem Linearführungssystem angebracht. Durch ein später vorgestelltes Regelsystem ist das System in der Lage, die Backen an definierte Positionen zu fahren und dort durch ein Bremssystem zu fixieren. Das Bremssystem ermöglicht es, die Position der Backen individuell an das zu handhabende Objekt anzupassen, wodurch auch exzentrische bzw. asymmetrische Greifpositionen der Backen möglich sind. Die Zylinder sind im Greifsystem durch die Grundträgerplatte von den Backen und der möglichen Kühleinheit separiert, um diese vor der Wärmestrahlung der heißen Objekte und dem Wasserspray zu schützen. Somit kann gewährleistet werden, dass der Einfluss der Umgebungsbedingungen minimiert ist.

### 3.2 Pinbacken

In den Backen sind die Pins in einer 4x5 großen Matrix angeordnet. Dabei besteht jede Pineinheit aus einem Pin mit einem Kopf und einem Zylinder, siehe Abbildung 5. Der Kopf ist per Gewinde mit dem Pin verbunden auswechselbar. Der Pin ist im Zylinder gelagert und wird pneumatisch aktuiert. Platzbedingt ist der Pin einfachwirkend



**Abbildung 5** Konstruktive Gestaltung der Pins als Zylinder-Kolben-Kombination

gestaltet. Der Pin stellt den Kontakt zum heißen Objekt her, weswegen hier eine hohe thermische Belastung vorliegt. Eine thermische Simulation wurde durchgeführt, um den Temperatureinfluss zu berücksichtigen und ein geeignetes Material auszuwählen. Ebenso wurde die Wärmeausdehnung betrachtet, sodass bei der maximalen Temperatur kein Verkleben der Pin-Zylinder-Paarung resultiert. Hierzu wurden geeignete Passungen gewählt, die genügend Spiel zulassen. Damit trotz der Spielpassung keine Leckage entsteht, ist am Pin ein O-Ring vorgesehen. Der O-Ring ist temperaturtechnisch limitiert, da dieser ebenfalls aus einem Polymerwerkstoff besteht. Die simulative Untersuchung ergaben, dass der Grenzwert der O-Ringe nicht überschritten wird. Für die Fertigung des Funktionsmusters wurde ein hochtemperaturfester Edelstahl gewählt, der zusätzlich einen geringen Wärmeleitkoeffizienten aufweist, um die Wärmeleitung in die Region des O-Rings und ist restliche System zu minimieren. Anhand des Funktionsmusters müssen die getätigten thermischen Simulationen validiert werden.

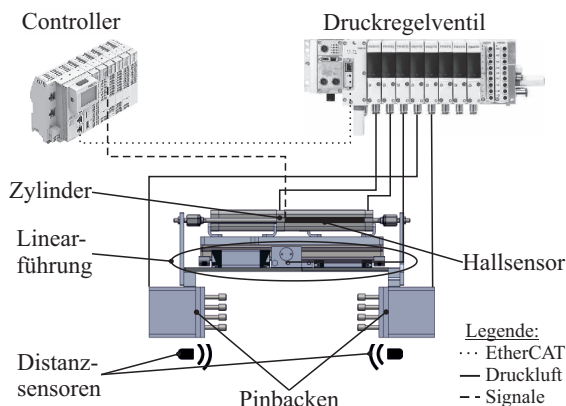
## 4 Regelung

Nachdem nun der mechanische Teil des Greifers vorgestellt wurde, folgt die Regelung, die ein automatisiertes und präzises Handhaben ermöglicht. Aufgrund der Tatsache, dass die Pins pneumatisch aktuiert werden, ist eine Regelung notwendig. Die Regelung soll dabei die Kraft, die Schaltzeitpunkte und die Genauigkeit des Greifers regulieren und optimieren. Folgende Problemstellung ergeben sich bei der Betrachtung der von uns gewählten Konstruktion. Die Temperaturen von bis zu 1250 °C führen zu einer signifikanten Erwärmung des Greifers, wodurch die Luft in den Zylindern des Linearsystems und in den Zylindern der Pins aufgeheizt wird. Hierdurch resultiert eine Ausdehnung der Luft, die wiederum die vorherrschenden Druckverhältnisse verändert. In diesem Fall muss das Regelsystem eingreifen und die Druckverhältnisse dementsprechend adaptieren, damit ein definierter und konstanter Druck aufrechterhalten wird.



## 4.1 Komponenten der Regelung

Zur Umsetzung der Regelung ist wie in der Abbildung 6 aufgebaut. Es wird ein Controller bzw. eine SPS eingesetzt, die die Sensordaten verarbeitet und dementsprechend an ein Druckregelventil weiterleitet. Bei dem Druckregelventil handelt es sich um das Motion Terminal von Festo, das durch spezielle Elektronik unterschiedliche Funktionen abbilden kann. Im Motion Terminal kommen Ventile zum Einsatz, das aus einer Vollbrückenschaltung von vier 2/2-Wegeventilen ausgebat ist, wobei jedes Wegeventil proportional geregelt und gesteuert werden kann. Dadurch kann ein Ventil beispielsweise einen doppeltwirkenden Zylinder öffnen, schließen oder auch eine beliebige Position anfahren. In den Ventilen ist ebenfalls Sensorik integriert, die eine Druckregelung ermöglichen. Das Motion Terminal soll in dem von uns konzipierten System die Backen positionieren. Die Zylinder des Linearführungssystems sind dafür mit Hallsensoren ausgestattet, die die Position der Zylinder und damit der Backen messen und die Daten an die SPS übertragen. Bei einer Abweichung der Ist- von der Soll-Position steuert die SPS das Motion Terminal an, eine Korrektur der Position, anhand der Soll-Druckwerte vorzunehmen.



**Abbildung 6** Schematische Darstellung der Umsetzung der Regelung. Die Verschaltung von Controller (SPS), Druckregelventil (Motion Terminal) und zusätzlicher Sensorik erlaubt die Regelung und Steuerung des gesamten Systems.

## 4.2 Programmierung der Regelung

Das Motion Terminal wird mit Programmen betrieben, die einzelne Funktionen oder Ventilfunktionen ermöglichen. Die einzelnen Programme müssen zuvor auf das jeweilige Ventil geladen und mit Kennwerten für die Funktionen beschrieben werden. Das kann unter anderem der Soll-Druck oder die Drosselung des Ventils sein. Der Soll-Wert wird vom Motion Terminal fortwährend selbst reguliert, wohingegen die SPS die Messwerte der externer Sensorik ausliest. Sobald diese Messwerte von den Soll-Werten abweichen, ist die SPS in der Lage die Programme des Motion Terminals mit neuen Soll-Werten zu korrigieren. Ein Beispiel wäre, wenn die an den Pinbacken montierten Di-

stanzsensoren eine Abweichung der Soll-Position des zu handhabenden Objektes detektieren. Mit dieser Information kann die SPS die Druckverhältnisse in den Pinbacken anpassen, indem die Sollwerte im Motion Terminal angepasst werden. Des Weiteren ist der Ablauf des Greifens in der SPS programmiert. Zur Umsetzung des Greifens sind verschiedene Abläufe möglich, die im nächsten Abschnitt erläutert werden.

## 4.3 Greifablauf

Der Ablauf des Greifvorgangs gliedert sich in drei Phasen:

**1. Ausgangslage:** Hier werden die Backen auf die jeweilige Ausgangsposition gefahren, die dem maximalen Abstand der Backen entspricht. Parallel werden die Pins kurzzeitig mit Druck beaufschlagt, damit diese vollständig ausgefahren sind. Somit ist eine zuvor eingestellte Geometrie revidiert.

**2. Schließen des Greifers:** Hier werden die Backen geschlossen, indem die Zylinder mit Druck beaufschlagt werden. Währenddessen liegt an den Pins kein Druck an. Andernfalls können die Pins, die in Kontakt mit dem Objekt kommen, nicht einfahren. Dabei wird über die Abluftdrosselung der Zylinder die Geschwindigkeit des Schließvorgangs bestimmt. Des Weiteren wird über die Hall-Sensoren die Position der Backen bestimmt. Durch variable Anpassungen der Abluftdrosselung werden Asynchronitäten ausgeglichen. Andernfalls würde ein ungleichmäßiges Schließen dazu führen, dass eine Backe vor der anderen am Objekt ist, wodurch das Objekt aus der Ausgangslage verschoben werden könnte. Wenn die Backen ihre Endposition erreicht haben, werden diese mithilfe der pneumatischen Bremse fixiert und die Pins wieder mit Druck beaufschlagt. Durch das aktivieren der Bremse wird die Steifigkeit des Systems erhöht. Ohne die Bremse würde der Zylinder der Linearführung die Backen in Position halten, wobei die Druckluft im Zylinder als Bremse fungieren würde. Da Luft kompressibel ist, kann eine gewisse Nachgiebigkeit nicht ausgeschlossen werden. Ebenfalls ist die Befestigung der Backe an der Linearführung von der Steifigkeit besser zu beurteilen als die Verbindung zwischen Backe und Zylinder. Beim Abschluss des Schließvorgangs liegt somit neben dem Formschluss ein zusätzlicher Kraftschluss vor.

**3. Öffnen:** Hierbei ist es von Bedeutung, das Objekt präzise wieder abzulegen. Dazu werden zunächst die Pins entlüftet, während parallel die Backen ausgefahren werden. Die Bremse wird erst gelöst, wenn die Zylinder der Backen Druck aufgebaut haben. Das zwischenzeitliche Entlüften der Pins ist notwendig, da andernfalls die vorhandene Druckluft die Pose des Objektes beim Öffnen beeinflussen würde.

Der Schließvorgang hat einen erheblichen Einfluss auf die Präzision des Greifvorgangs und muss weiter untersucht werden. Da allerdings noch einige konstruktive Optimierungen am Greifer und am Ablaufprogramm ausgeführt werden müssen, ist es noch nicht möglich, hier aussagekräftige Experimente durchzuführen.

## 5 Zusammenfassung

In dieser Arbeit wurde zunächst auf den Vorteil formvariabler Universalgreifer eingegangen, dass diese sich an wechselnde Geometrien anpassen können. Neben den Vorteilen wurden aber auch die Nachteile aufgezeigt, die sich vor allem auf die eingesetzten Materialien beziehen. Hierbei handelt es sich vorwiegend um elastische Polymerwerkstoffe, die eine maximale Einsatztemperatur von 300 °C aufweisen. Unter Für viele Anwendungsgebiete ist dieses Temperaturspektrum ausreichend. Im Rahmen des Tailored Forming soll der Einsatz von formvariablen Greifen zur Handhabung schmiedewarmer Bauteile untersucht werden, die Temperaturen von bis zu 1250 °C erreichen. Unter diesem Gesichtspunkt wurden verschiedene Typen von formvariablen Greifern näher betrachtet. Dabei hat die Gruppe von Pingreifern das meiste Potential aufgezeigt, um die Diskrepanz zwischen Formvariabilität und Temperaturbeständigkeit zu schließen.

Auf dieser Basis wurde ein Konzept entwickelt und vorgestellt. Neben dem konstruktiven Teil ist ebenfalls auf den regelungstechnischen Aspekt eingegangen wurden. Dieser ist notwendig, um eine maximale Präzision bei der Handhabung zu erreichen. Hierzu wurde die notwendige Hardware aufgezeigt und in ihrer Funktion erläutert. Eingesetzt wird ein smartes Ventilsystem, welches mit einer SPS und verschiedenen Sensoren verschaltet ist. Die verbauten Komponenten erlauben es, einen genauen Ablauf des Greifvorgangs durchzuführen und Temperatureinflüsse zu kompensieren.

## 6 Ausblick

Nachdem nun das Konzept entwickelt und umgesetzt wurde, sind Versuche notwendig, um die Einsatzfähigkeit unter den geforderten Bedingungen zu validieren. Zunächst muss das Regelsystem programmiert und integriert werden, damit die Genauigkeit beim Handhaben ermittelt werden kann. Die Positionierung auf der Induktionsspule zum Einleiten des Temperaturgradienten stellt eine Herausforderung für die Genauigkeit dar. Sollte zwischen dem Demonstrator und der Spule während der Ablage Kontakt entstehen, kann die Spule beschädigt werden. Deswegen muss das System ausführlich getestet und gegebenenfalls optimiert werden, um die notwendig Präzision zu erreichen. Anschließend sind Versuche notwendig, um die Temperatureinflüsse zu untersuchen. Dadurch können die getätigten thermischen Simulationen validiert werden.

## 7 Danksagung

Die in diesem Beitrag vorgestellten Ergebnisse wurden im Rahmen des Sonderforschungsbereiches 1153 'Prozesskette zur Herstellung hybrider Hochleistungsbauteile durch Tailored Forming' - 252662854 im Teilprojekt C7 erzielt. Die Autoren danken der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) für die finanzielle Unterstützung dieses Projekts.

## 8 Literatur

- [1] Brown, E.; Rodenberg, N.; Amend, J. , Mozeika, A.; Steltz, E.; Zakin, M.R.; Lipson, H.; Jaeger, H.M.: *Universal robotic gripper based on the jamming of granular material*. In: Proceedings of the National Academy of Sciences, 2010. Academic Press, New York, S. 18809–18814.
- [2] Crooks, W. et al.: *Fin Ray® Effect Inspired Soft Robotic Gripper* In: Frontiers in Robotics and AI, 2016
- [3] Mosadegh, B. et al.: *Pneumatic networks for soft robotics that actuate rapidly* In: Advanced Functional Materials, 24(15), 2163–2170, January 2014
- [4] Huskic, A. et al.: *Tailored Forming Technology for Three Dimensional Components: Approaches to Heating and Forming*. In: 5th International Conference on Thermomechanical Processing (2016).
- [5] Behrens, B.-A.; Bonhage, M.; Bohr, D.; Duran, D.: *Simulation Assisted Process Development for Tailored Forming*. In: Materials Science Forum, S. 101–111. DOI 10.4028/www.scientific.net/msf.949.101.
- [6] Behrens, B.-A. ; Goldstein, R. ; Chugreeva, A.: *Thermomechanical processing for creating bi-metal bearing bushings*. In: Proceedings of the Thermal Processing in Motion 2018-Conference Proceedings of the Thermal Processing in Motion, S. 15–21.
- [7] Shintake, J. et al.: *Soft Robotic Grippers*. In: Advanced Materials, Bd. 30, Nr. 29, Juli 2018, S. 1707035. <https://doi.org/10.1002/adma.201707035>.
- [8] Basson, C. I.; Bright, G.; Walker, A. J.: *Validating object conformity through geometric considerations of gripper mechanisms*. In: 24th International Conference on Mechatronics and Machine Vision in Practice, IEEE, 2017.
- [9] Scott, P.B.: *The omnigripper: a form of robot universal gripper*. In: Robotica 3.3, 1985, S. 153–158.
- [10] Meinstrup, H., 2013. Patent DE 10 2012 107 957 b3. Matrix GmbH.

# Wirkprüfungen dynamischer automatisierter bzw. autonomer sicherheitsrelevanter Fahrfunktionen von Kraftfahrzeugen im Rahmen der regelmäßigen Hauptuntersuchung

## Functional chain tests of dynamic automated resp. autonomous security relevant vehicle driving functions in the frame of periodic technical inspection

Dr. rer. nat. Thomas Tentrup, Dipl.-Ing. Peter Schuler, Dipl.-Ing. Stefan Schuler, Dipl.-Ing. Thomas Auer, Dipl.-Ing. (BA) Florian Mai  
KÜS Bundesgeschäftsstelle, Zur KÜs 1, 666679 Losheim am See, [ttentrup@kues.de](mailto:ttentrup@kues.de), [www.kues.de](http://www.kues.de)

### Kurzfassung

Sich ständig weiterentwickelnde sicherheitsrelevante Fahrerassistenzsysteme müssen auch in Zukunft im Rahmen der vorgeschriebenen Hauptuntersuchung geprüft werden. Dies hat zuverlässig und unabhängig vom Hersteller zu erfolgen und sollte mittels Wirkprüfungen im dynamischen Fahrbetrieb umgesetzt werden. Dies leistet die Prüfstraße „KÜS DRIVE“ (Aufbau in 2022). Sie besteht u.a. aus einem speziellen Funktionsprüfstand (SFT), auf welchem Lenkbewegungen bei einer Fahrt mit bis zu 130 km/h eingeleitet werden können. Zusätzlich stimulieren ein Monitor und ein Radar-Target-Simulator integriert in einem Portalsystem die Fahrzeugsensoren mit Szenarien, welche durch die Fahrt des digitalen Fahrzeug-Abbildes in der Umfeld-Simulation synchron der Fahrt auf dem SFT erzeugt werden. Die Reaktionen des Fahrzeugs werden über den SFT erfasst und mit den Soll-Reaktionen aus der Umfeld-Simulation verglichen. Im Unterschied zu den „Vehicle in the Loop“ Tests in der Entwicklung wird nun diese Methodik auf zugelassene Fahrzeuge ohne Steuergerätekommunikation angewendet.

### Abstract

Constantly evolving safety-relevant driver assistance systems must also be checked in the future as part of the prescribed periodic vehicle inspection. This must be done reliably and independently of the OEM and should be implemented by means of impact tests in dynamic driving operation. This is done by the test lane "KÜS DRIVE" (to be built in 2022). It consists, among other things, of a special functional test stand (SFT) on which steering motions can be induced while driving up to 130 km/h. In addition, a monitor and a radar target simulator, which are integrated into a portal system, stimulate the vehicle sensors with scenarios that are generated by the driving of the digital vehicle image in the environment simulation according to the driving of the real vehicle on the SFT. The reactions of the real vehicle are recorded via the measurement technology of the SFT and compared with the target reactions from the environment simulation. In contrast to "Vehicle in the Loop" tests in vehicle development, this methodology is applied here to licensed vehicles and without ECU communication.

## 1 Einleitung

Bereits 2016 war es offensichtlich, dass die Automatisierung auch im automobilen Bereich weiter voranschreitet und nicht mehr aufzuhalten ist. Somit steigen auch die Anforderungen an die gesetzlich geregelte periodische Fahrzeugüberwachung stetig, um mit dem technologischen Fortschritt im Bereich der automatisierten Fahrfunktionen und der Fahrerassistenzsysteme mithalten zu können.

Sicherheitsrelevanten Systeme müssen im Hinblick auf Funktion und Zuverlässigkeit – unabhängig vom Hersteller und ohne Steuergerätekommunikation – überprüfbar sein. Nur so können Fahrzeuge aller Automatisierungsstufen von assistierten (Stufe 2) bis hin zum autonomen (Stufe 5) Fahren, verlässlich und unabhängig auf ihre Verkehrssicherheit im Rahmen der Hauptuntersuchung geprüft werden.

Daher hat sich die Überwachungsorganisation KÜS (Kraftfahrzeug-Überwachungsorganisation freiberuflicher

Kfz-Sachverständiger) die Forschungsfrage gestellt „Wie kann die Hauptuntersuchung (HU) mit der technischen Entwicklung der Fahrzeuge am effektivsten mithalten?“

Die Antwort auf diese Frage ist jahrelange Entwicklung und anschließende Realisierung der „Prüfstraße der Zukunft“ für PKW im Jahr 2022. Das entsprechende Projekt mit dem Namen KÜS DRIVE (Dynamic Roadworthiness Inspection for Vehicles) hat das Ziel die aktuellen Prüfumfänge der bewährten HU in eine Prüfstraße zu integrieren, in der auch die sicherheitsrelevanten Fahrerassistenzsysteme mittels Wirkprüfung getestet werden können. Dieses Vorhaben bedingt einen Technologiesprung, da die klassischen HU-Prüfumfänge am faktisch stehendem Fahrzeug (Ausnahme: Bremsprüfung mit einer Drehung der Räder gemäß  $v=6\text{km/h}$ ) oder mit geringen Geschwindigkeiten innerhalb eines begrenzten Fahrweges, der Konditionierungsfahrt, durchgeführt werden. Für die meisten sicherheitsrelevanten Fahrerassistenzsysteme ist jedoch eine

Fahrzeuggeschwindigkeit von  $v > 50 \text{ km/h}$  für eine aussagekräftige Prüfung notwendig.

In dieser Publikation ist es sinnvoll, Fahrerassistenzsysteme wie folgt zu klassifizieren:

- a. „klassische“ Fahrerassistenzsysteme (engl. DAS - Driver Assistance Systems) wie z.B. ABS und ESP, die das Fahrzeug in kritischen dynamischen Situationen stabilisieren und über fahrzeuginterne Sensorik wie z.B. Drehratensensoren in den Rädern, Beschleunigungssensoren sowie Sensoren zur Messung des Lenkwinkels ihren Input erhalten.
- b. „erweiterte“ Fahrerassistenzsysteme (engl. ADAS - Advanced Driver Assistance Systems) wie z. B. ACC, AEB, LDW und LKA, die auf Grund von Umfeld-Situationen den Fahrer warnen bzw. Brems- und Lenkmanöver automatisch vorgeben. Diese erhalten ihren Input über die Umfeld-Sensoren des Fahrzeugs wie u.a. Kameras und Radarsensoren. Die intelligente Vernetzung der ADAS untereinander führt letzten Endes zum automatisierten bzw. autonomen Fahren.

Glossar verwendeter englischer Abkürzungen für ADAS:

- ACC Adaptive Cruise Control
- AEB Autonomous Emergency Brake
- LDW Lane Departure Warning
- LKA Lane Keep Assistant

Die aktuell geplanten KÜS Drive Prüfumfänge sind u.a.:

- Abgasprüfung im Leerlauf sowie erweiterte Messungen unter verschiedenen Lastzuständen während der Fahrt auf dem lenkbaren Funktionsprüfstand (SFT)
- Bremsprüfung, sowie Prüfung von DAS wie z.B. ABS und ESP
- Statische und dynamische Scheinwerfereinstellprüfung (SEP), wobei unter dynamischer SEP die Prüfung von z.B. adaptiven Fernlicht gemeint ist
- Prüfung von ADAS wie z.B. ACC, AEB, LDW und LKA

## 2 Anforderungen an KÜS DRIVE

### 2.1 Sicherheit

Alle Prüfstände sind CE zertifiziert.

### 2.2 Genauigkeit und Reproduzierbarkeit

Um für die Hauptuntersuchung, als akkreditierte Inspektionsleistung, stets reproduzierbar dieselben Bedingungen einzuhalten, ist KÜS DRIVE als „Indoor“ System unabhängig von äußeren Einflüssen konzipiert. Weiterhin müssen alle Prüfstände in Bezug auf die vorgegebenen Toleranzen prüfmittel- und maschinenfähig [1] sein. Die verwendeten Kalibriermittel sind auf nationale Normale rückführbar.

Bem.: Die vorgegebenen Toleranzen für die Detektionsrichtung von ADAS-Sensoren (d.h. Richtung der optischen Achse bei Kameras bzw. Richtung der Radarkeule bei Radarsensoren) zur geometrischen Fahrachse des Fahrzeugs liegen zwischen 3 und 30 Winkelminuten! So zeigt z.B. der Radarsensor, der Targets im Abstand bis zu 250 m sicher detektieren soll, bei 14 Winkelminuten Abweichung des Radarstrahls von der geometrischen Fahrachse eine Seitenabweichung in 250m von einem Meter!

### 2.3 Wirkprüfung ohne Steuergerätekommunikation

Die Wirk-Prinzip-Prüfung (kurz: Wirkprüfung) prüft die Reaktion eines technischen Gesamtsystems auf eine bekannte, definierte Anregung und bewertet die Differenz der Reaktion des Systems mit der Soll-Reaktion. Bei der Wirkprüfung von Fahrerassistenzsystemen bedeutet dies, dass die Anregung über die Sensorik wie auf der Straße physikalisch direkt erfolgt. Somit soll eine Steuergerätekommunikation für nicht notwendig erachtet werden.

### 2.4 Prüfbarkeit von Fahrzeugen aller Automatisierungsstufen

Auch vollautonom fahrende PKW müssen auf den Prüfständen von KÜS Drive prüfbar sein.

### 2.5 Modulare Erweiterbarkeit

Die aktuellen Prüfumfänge konzentrieren sich aktuell auf die ADAS an der Front des PKWs (siehe rotes Rechteck in Bild 1). Sie müssen in Bezug auf absehbare technologische Trends erweiterbar sein. Mögliche zukünftigen Erweiterungen sind die Prüfungen der ADAS an der Seite und am Heck des PKWs. Auch die mögliche Integration von CAR2x und GNSS ist vorgesehen.

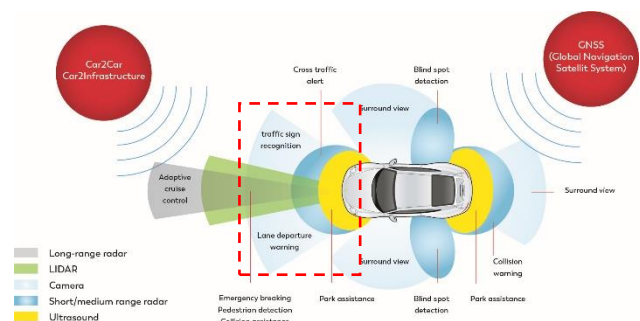


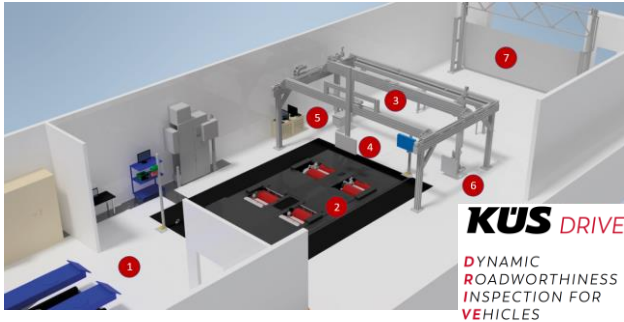
Bild 1 Überblick ADAS (Quelle: KÜS)

### 2.6 „Indoor“ Prüfungen

Die geringen Toleranzen der ADAS Sensoren bedürfen bezüglich der sensiblen Messtechnik konstante und definierte Umweltbedingungen (siehe 2.2). Weiterhin muss für bestimmte Prüfumfänge (z.B. Prüfung von adaptiven Fernlicht) das Prüffeld abgedunkelt werden.



### 3 Prinzipieller Aufbau



**Bild 2** Prinzipieller Aufbau der Prüflinie (Quelle: KÜS) Beschreibung der wesentlichen Anlagenteile gemäß der Nummerierung siehe Text unten

- (1) Hebebühne zur Fahrzeuginspektion durch den Prüflingenieur.  
(2) Lenkbarer Funktionsprüfstand (SFT) der Fa. Dürr (Markenname: *x-road curve*) detailliert beschrieben in [2]. Auf dem SFT kann das Fahrzeug unverzurt inklusive moderater Lenkbewegungen bis 130 km/h gefahren werden. Hierbei wird die Fahrzeugsymmetrieachse mit Hilfe drehbarer Doppelrollen vorne und eines Messsystems, das kontinuierlich Position und Orientierung des Fahrzeugs misst, während der Fahrt auf die Symmetrieachse des SFT positioniert.  
(3) Portalsystem zur Positionierung des Monitors (4), des Lichtsammelkastens der statischen SEP (5) und des Radar-Target-Simulators der Fa. dSPACE (6) vor das Fahrzeug.  
(7) 10 Meter Wand der Fa. VisiCon (Markenname: *VisiLaserWall*) [3] zur Vermessung des adaptiven Fernlichts im Rahmen der dynamischen SEP.

### 4 Brems-, ABS- und ESP-Prüfung

Die Wirkprüfung der Bremsanlage und der Fahrerassistenzsysteme (DAS) ABS und ESP werden auf dem lenkbaren Funktionsprüfstand (SFT), dessen Basis ein kombinierter Roll-, Brems-, ABS-Prüfstand ist, ohne zusätzliche und neue Vorrichtungen durchgeführt. Bei diesen Prüfungen werden alle Doppelrollenaggregate mit gleicher, konstanter Geschwindigkeit angetrieben, egal ob das Fahrzeug bremsst oder beschleunigt.

Im Fall der „statischen“ Bremsprüfung bremsst der Prüflingenieur und der Prüfstand misst die Drehmomenterhöhung pro Doppelrollenaggregat um das Rad mit konstanter Geschwindigkeit zu drehen, die dann der Bremskraft pro Rad entspricht. Die Bremsprüfung wird an Vorder- und Hinterachse separat durchgeführt ohne, dass das Fahrzeug wie bei einem 1-Achs-Bremsprüfstand umgesetzt werden muss. Im Fall der ABS-Prüfung bremsst der Prüflingenieur kontinuierlich und bei jeweils einem der vier Räder wird die Geschwindigkeit des Doppelrollenaggregats reduziert (Simulation einer entstehenden Radblockade).

Im Fall der ESP-Prüfung beschleunigt der Prüflingenieur das Fahrzeug und bei jeweils einem der vier Räder wird die

Geschwindigkeit des Doppelrollenaggregats erhöht (Simulation eines Schlupfs am Rad).

Die Reaktion des ABS bzw. ESP auf die Anregung „Geschwindigkeitsänderung an einem Rad“ wird anhand der Kraftverläufe an den vier Rädern erfasst und beurteilt.

Die oben beschriebenen Prüfmethode durchgeführt auf einem Roll-, Brems-, ABS-Prüfstand sind am Bandende eines Automobilwerkes seit langem Stand der Technik. Im Gegensatz hierzu werden nun erstmals die statische und dynamische SEP sowie die Wirkprüfung der ADAS auf einem lenkbaren Funktionsprüfstand (SFT) mit Portalsystem und 10m Wand durchgeführt.

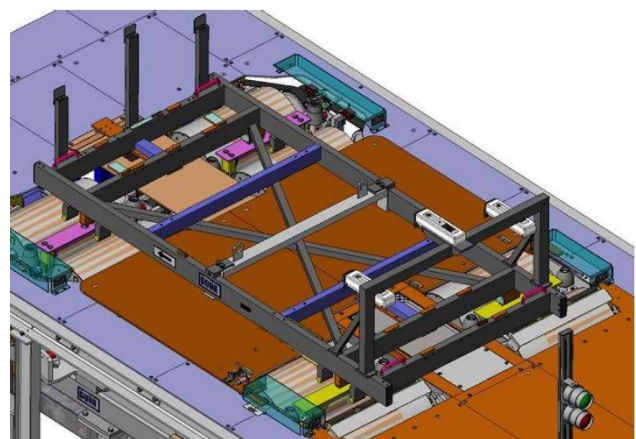
### 5 Statische und dynamische SEP und ADAS Prüfungen

#### 5.1 Voraussetzung – unitäres Koordinatensystem

Eine grundlegende Voraussetzung für die statische und dynamische SEP sowie für die ADAS Prüfungen ist die Implementierung eines Koordinatensystems und die Synchronisierung der Koordinatensysteme aller Prüf- und Messmittel bezüglich einer Kalibrierlehre.

Deshalb wurde nach dem Konzept von KÜS eine Kalibrierlehre entwickelt, die definiert auf den nivellierten Hebeschwellen des lenkbaren Funktionsprüfstandes (SFT) positioniert ist. Die Kalibrierlehre ist mit einer zertifizierten Koordinatenmessmaschine vermessen und mit Messflächen und ausgerichteten Lasern bestückt zur Kalibrierung und Justierung

- des Fahrwerkgeometriemesssystems des SFT, das u.a. die Symmetrieachse des Fahrzeugs detektiert,
- des Lichtsammelkastens des SEP,
- der 10m Wand,
- der Antennen des RTS,
- sowie des Monitors



**Bild 3** Kalibrierlehre auf dem SFT zur Kalibrierung und Justierung aller Prüfmittel. (Quelle: Dürr)

Bei der statischen und dynamischen Scheinwerfereinstellung ist Höheneinstellung und die Seiteneinstellung in

Bezug zur Richtung der Symmetrieachse des Fahrzeugs zu prüfen.

ADAS funktionieren nur dann fehlerlos, wenn die ADAS Sensoren präzise im Rahmen der vom Hersteller (OEM) vorgegebenen Toleranz zur geometrischen Fahrachse eingestellt sind und die Software korrekt ausgeführt wird. Somit ist auch die Prüfung insbesondere der Seiteneinstellung der ADAS Sensoren notwendig.

## 5.2 Statische und dynamische SEP

Für die **statische SEP** wird das Fahrzeug angehalten und mittels Hebeschwellen aus den Doppelrollen des SFT gehoben. Die Hebeschwellen sind entsprechend der aktuell gültigen HU SEP Richtlinie von 2018 nivelliert. Der Lichtsammelkasten durch das Portalsystem links und rechts vor den Scheinwerfer positioniert. Das Lichtbild des Abblendlichtes wird im Lichtkasten digital mit Hilfe einer Bildverarbeitung vermessen und Anhand der Lage des Knickpunktes bewertet. Hierbei ist besonders zu bemerken, dass die Seiteneinstellung (Azimut Winkel bezüglich der Symmetrieachse des Fahrzeugs) unabhängig vom Prüfer und auf der Basis einer genauen Messung der Symmetrieachse des Fahrzeugs erfasst wird.

Bei der **dynamischen SEP** wird das Fahrzeug in die Doppelrollen des SFT abgesenkt und mit einer konstanten Geschwindigkeit größer als 50km/h gefahren. Vor die Kamera in der Windschutzscheibe wird der Monitor positioniert. Die 10m Wand ist heruntergefahren und die Halle komplett abgedunkelt. Bei eingeschalteter Lichtautomatik wird das adaptierte Fernlicht aktiviert und auf der 10m Wand sind die entsprechenden „Hot Spots“ zu sehen. Durch die Kamera in der Windschutzscheibe wird die Funktion des adaptiven Fernlichts gesteuert. Daher werden in diese drei prinzipiellen Szenen bei Nachtfahrt mittels des Monitors simuliert:

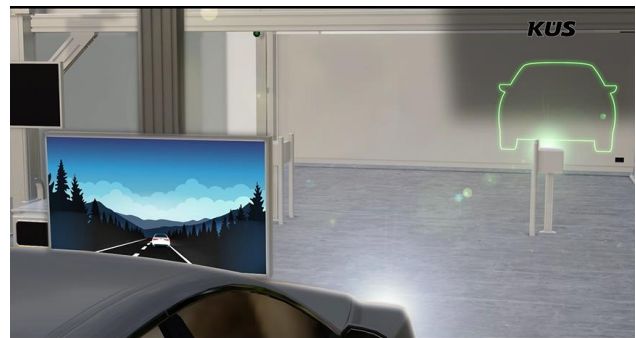
1. vorausfahrendes Fahrzeug
2. entgegenkommendes Fahrzeug auf der linken Spur
3. vorausfahrendes und entgegenkommendes Fahrzeug

Diesen Szenen entsprechend projizieren die Laser des *LaserVisiWall* Systems die Umrisse der dunklen Soll-Bereiche in grün maßstabsgerecht auf die 10m Wand. Diese Umrisse können die von geometrischen Objekten (vertikale Linien, Rechtecke, ...) als auch die von Fahrzeugen sein. Wenn diese Umrisse zentral in der dunklen „Lücke“ des adaptiven Fernlichtes liegen (siehe Bilder 4, 5), ist die korrekte Funktion gegeben.

Weiterhin können die entsprechenden Szenen auch als dynamische Szenen über die Umfeld-Simulation (siehe 4.3) erzeugt werden.



**Bild 4** Funktionsdarstellung des adaptiven Fernlichts (Quelle: Opel Media/Stellantis)



**Bild 5** Prüfung von adaptiven Fernlicht in KÜS DRIVE (Quelle: KÜS)

## 5.3 Prinzip der szenenbasierten ADAS Wirkprüfung

Für die szenenbasierte ADAS Wirkprüfung wird zunächst ein digitales Abbild des zu prüfenden realen, auf dem SFT fahrenden Fahrzeugs erzeugt. Dieses digitale Abbild besteht einerseits aus den für die Prüfung wichtigen geometrischen Daten, die aus einer Datenbank (z.B. KBA-Typdaten) oder der Vermessung auf dem SFT stammen und den dynamischen Daten der Fahrt des Fahrzeugs gemessen auf dem SFT. Diese dynamischen Daten sind die momentane Position, die momentane Geschwindigkeit und der momentane Lenkwinkel des Fahrzeugs. Die geometrischen und die dynamischen Daten des Fahrzeugs werden in einer Fahrzeugsimulation zu einem dynamischen, digitalen Fahrzeug zusammengesetzt. Dieses digitale Fahrzeug wird nun analog der Fahrt des realen Fahrzeugs auf dem SFT in einer Umfeld-Simulation bewegt. Die Umfeld-Simulation ist im Prinzip frei vorgebar, wird aber so gestaltet, dass das Fahrzeug für die Prüfung relevante Szenarien durchläuft. Die Szenen, welche die Kamera und der Radarsensor des digitalen Fahrzeugs erfassen, werden über den Monitor und den Radar-Target Simulator (RTS) in die Kamera und den Radarsensor des realen Fahrzeugs auf dem SFT eingesteuert. Diese Einspielung ist die definierte Anregung in der Wirkprüfung. Die Reaktion des realen Fahrzeugs wird vom SFT messtechnisch erfasst und kann mit einer vorgegebenen

Soll-Reaktion verglichen werden. Dieser Close-Loop zwischen SFT und Fahrzeugmodell/Umfeld-Simulation wird in Kooperation mit den Firmen dSPACE [4] und Dürr implementiert.

Wegen der exakten Ausrichtung des Monitors und des RTS zu Kamera und Radarsensor des realen Fahrzeugs und der Messung der Tangentialkräfte der Fahrzeugreifen auf die Doppelrollen des SFT erfolgt eine ADAS Wirkprüfung, die

- die Qualität der Einstellung der ADAS Sensoren,
- die Qualität der Funktionalität der ADAS Software und
- die Qualität der Ausführung durch die ADAS Aktoren abprüft.

#### 5.4 LDW, LKA Wirkprüfungen

Die **LDW Wirkprüfung** wird gemäß dem obigen Prinzip mit dem auf dem SFT fahrenden Fahrzeug und dem vor der Windschutzscheibe positionierten Monitor durchgeführt. Der Monitor zeigt eine leere, gerade Straße mit Mittel- und Seitenstreifen. Das Fahrzeug auf dem SFT wird so gefahren, dass sich das digitale Abbild zwischen Mittellinie und Seitenlinie auf der rechten Fahrspur befindet. Im Cockpit werden üblicherweise zwei grüne Linien links und rechts als Fahrbahnbegrenzungen angezeigt (Bemerkung: Je nach Implementierung kann die Visualisierung im Display auf andere Art erfolgen). Dann wird das reale Fahrzeug durch den Prüflingenieur zuerst nach links gelenkt bis die linke Linie in der Cockpitanzeige rot wird. In der Umfeld-Simulation wird entsprechend der Abstand der linken Reifenaußenflanke zur Mittellinie gemessen. Dieselbe Prozedur wird durch Lenken nach rechts mit der Seitenlinie durchgeführt.

Die **LKA Wirkprüfung** wird unter den gleichen Randbedingungen wie die LDW Wirkprüfung durchgeführt, wobei nun ein kurviger Straßenverlauf simuliert wird. Der Prüflingenieur lässt das Lenkrad los und die Lenkraddrehung folgt gesteuert vom LKA System dann dem Straßenverlauf so, dass beide Linien in der Cockpitanzeige grün bleiben.



**Bild 6** Wirkprüfung von LKA in KÜS DRIVE  
(Quelle: KÜS)

#### 5.5 ACC, AEB Wirkprüfungen

Für die **ACC, AEB Wirkprüfung** wird zusätzlich zum Monitor vor der Windschutzscheibe der Radar-Target-Simulator (RTS) vor dem Radarsensor des Fahrzeugs so positioniert, dass die beiden Antennen exakt in der Richtung des vom Radarsensor ausgesendeten Radarstrahls stehen. Nun kann die eine Antenne das ausgesendete Radarsignal des Fahrzeugs empfangen und die andere Antenne ein verändertes Signal, generiert durch die Fahrt des digitalen Abbildes des Fahrzeugs in der Umfeld-Simulation, zurücksenden. Der Prüflingenieur fährt mit einer Geschwindigkeit von ca. 60km/h auf dem SFT. Ihm und der Fahrzeugkamera wird ein Fahrzeug über den Monitor dargestellt. Er beschleunigt um den Abstand des angezeigten Fahrzeuges zu reduzieren. Das Fahrzeug sollte von ACC erkannt und ab einem bestimmten Abstand in der Cockpitanzeige dargestellt werden. Das ACC bei (Wegnahme der Fahrereingriffe wieder aktiv geworden) sorgt nun dafür, dass der Abstand zum vorausfahrenden Fahrzeug konstant bleibt, ohne dass der Fahrer das Gaspedal bedient.

Die Funktion des AEB wird durch eine simulierte Vollbremsung des vorausfahrenden Fahrzeugs überprüft. Sobald durch Kamera und oder Radarsensor diese simulierte Vollbremsung erkannt wird, muss das zu prüfende Fahrzeug selbstständig eine Notbremsung einleiten. Wird diese nicht rechtzeitig eingeleitet und kommt das geprüfte Fahrzeug nicht mit ausreichendem Abstand zum simulierten Fahrzeug zum Stehen, ist das AEB als mangelbehaftet zu bewerten.



**Bild 7a** Wirkprüfung von ACC und ABE in KÜS DRIVE  
(Quelle: KÜS)





**Bild 7b** Wirkprüfung von ACC und AEB in KÜS DRIVE  
(Quelle: KÜS)

## 6 Ausblick

Zusammen mit den Neubauten der KÜS Akademie wird die Forschungshalle mit der Installation und Inbetriebnahme der Prüfstände von KÜS DRIVE bis Ende 2022 fertiggestellt. Danach folgt eine Forschungs- bzw. Erprobungsphase in der wir die innovativen Prüfungen auf Fahrzeuge verschiedener Hersteller anwenden. Dadurch sammeln wir Applikationserfahrung mit den Wirkprüfungen und können ggf. Anpassungen vornehmen.

Bezüglich der Höhe der Investitionen für eine solchen Prüfstraße, sollte beachtet werden, dass eine Überwachungsorganisation wie die KÜS den gesetzlichen Auftrag hat, ein hohes Niveau an Verkehrssicherheit durch die Kontrolle des technischen Zustandes der Fahrzeuge sicherzustellen. Damit führen die Hauptuntersuchungen zu Vermeidung von Unfällen und erhöhen der Verkehrssicherheit. Die „klassischen“ DAS und insbesondere die „erweiterten“ Fahrerassistenzsysteme ADAS sind in der Lage Unfälle verursacht durch menschliches Fehlverhalten oder Unvermögen deutlich zu reduzieren. Hierzu müssen diese über den gesamten Lebenszyklus des Fahrzeugs korrekt funktionieren, was durch eine unabhängige, periodische Prüfung sicherzustellen ist. Zum Beispiel können ACC und AEB Auffahrunfälle gerade auch bei hohen Geschwindigkeiten verhindern und so signifikant zur Reduzierung solcher Unfälle beitragen. Gerade bei solchen Unfällen sind viele Tote und Schwerverletzte zu beklagen – ganz abgesehen von den hohen Sachschäden. Somit muss man die Investition zur Sicherstellung der Unfallvermeidung durch ADAS in Bezug setzen zu den Lasten, die durch z.B. oben beschriebene Unfälle entstehen.

Zusätzlich ist anzumerken, dass die Bedeutung der Fahrerassistenzsysteme im Wandel ist. Handelt es sich aktuell weitestgehend um „Komfortsysteme“ die dem Fahrer das Führen des Fahrzeuges bequemer machen sollen, so entwickeln sie sich immer mehr zu „Sicherheitssystemen“. Durch diesen Entwicklungsschritt fallen sie zukünftig unabdingbar in den Bereich für den eine periodische Untersuchung im Rahmen der Hauptuntersuchung notwendig ist.

## 7 Danksagung

Wir danken den Firmen Dürr Assembly Products, VisiCon Automatisierungstechnik und dSPACE für die Zusammenarbeit und für die zur Verfügungstellung von 3d-CAD Daten Ihrer Anlagen.

## 8 Zusammenfassung

Die Prüfstraße KÜS DRIVE stellt einen innovativen Ansatz dar, neben dem aktuellen Prüfumfang auch adaptive Lichtsysteme und Fahrerassistenzsysteme im Rahmen einer weiterentwickelten periodischen Hauptuntersuchung unabhängig zu prüfen. Dies geschieht bei den „erweiterten“ Fahrerassistenzsystemen (ADAS) über Wirkprüfungen, deren Anregungen Szenarien sind, die aus einer Umfeld-Simulation in die Sensorik eines zugelassenen Fahrzeugs auf einem lenkbaren Funktionsprüfstand (SFT) eingespielt werden. Hierzu ist keine Steuergerätekommunikation notwendig. Mit der Modularität des Aufbaus und der Flexibilität der Umfeld-Simulationen kann der Prüfumfang von KÜS Drive leicht bezüglich absehbarer Fahrzeugtechnologien bis hin zum autonom fahrenden Fahrzeug angepasst werden.

## 9 Literatur

- [1] z.B. VDA 5, Mess- und Prüfprozesse, ISSN 0943-9412, 3. Auflage, Juli 2021
- [2] Dr. rer. nat. T. Tentrup & al., VDI Mechatroniktagung 2019
- [3] Patentschrift DE 10 2018 121 144 B3
- [4] Dr.-Ing. A. Himmler, Dr. rer. nat. A. Trapp, [www.elektronikpraxis.vogel.de/wie-sich-4d-bildgebende-radarsensoren-validieren-lassen-a-1026076/](http://www.elektronikpraxis.vogel.de/wie-sich-4d-bildgebende-radarsensoren-validieren-lassen-a-1026076/), ID:47373389, 2021

# **Mechatronische Richtapparate: Intelligente Richttechnik von hochfesten Flachdrähten**

## **Mechatrical straightening machine: Intelligent straightening technology for high-strength steel strip**

Lukas Bathelt, Fraunhofer Institut für Entwurfstechnik Mechatronik (IEM), 33102 Paderborn, Deutschland, lukas.bathelt@iem.fraunhofer.de

Fabian Bader, Universität Paderborn, Lehrstuhl für Umformende und Spanende Fertigungstechnik (LUF), 33098 Paderborn, Deutschland

Eugen Djakow, Fraunhofer Institut für Entwurfstechnik Mechatronik (IEM), 33102 Paderborn, Deutschland

Christian Henke, Fraunhofer Institut für Entwurfstechnik Mechatronik (IEM), 33102 Paderborn, Deutschland

Ansgar Trächtler, Universität Paderborn, Lehrstuhl für Regelungstechnik und Mechatronik (RtM), 33098 Paderborn Deutschland

Werner Homberg, Universität Paderborn, Lehrstuhl für Umformende und Spanende Fertigungstechnik (LUF), 33098 Paderborn, Deutschland

### **Kurzfassung**

Hochfeste Drahtwerkstoffe liegen in der Regel als Bandmaterial vor, das in einem Umformverfahren (z. B. Stanzen-Biegen) weiterverarbeitet wird. Für die Lagerung und den Transport des Halbzeugs zum Kunden wird das Material auf Coils aufgespult. Durch den Herstellungs- und Aufwickelprozess werden plastische Verformungen in den Draht induziert, die zu unerwünschten Eigenspannungen und Drahtkrümmungen des Halbzeugs führen. Diese Eigenspannungen und Krümmungen verursachen Schwankungen in den Materialeigenschaften des Halbzeugs, die sich negativ auf die spätere Produktqualität auswirken. Um die Eigenspannungen und die Krümmung des Drahtes zu kompensieren, werden Richtapparate eingesetzt. Herrkömmliche Richtapparate erfordern eine manuelle Verstellung der Richtrollen. In diesem Beitrag wird ein neuartiger Aufbau eines mechatronisierten Richtapparats vorgestellt, der es ermöglicht auch im laufenden Prozess Korrekturen an den Rolleneinstellungen durchzuführen. Es werden sowohl die verwendeten Sensorsysteme als auch die Aktoikkomponenten und ihre Ansteuerungsalgorithmen erläutert.

### **Abstract**

High-strength wire materials are usually available as strip material which is further processed in a forming process (e.g. punching-bending). For storage and transport of the semi-finished wire to the customer, the material is reeled onto coils. The manufacturing and coiling process introduces plastic deformations into the wire, which lead to undesirable residual stresses and wire curvature of the semi-finished product. These residual stresses and curvatures cause variations in the material properties of the semi-finished product, which have a negative impact on the subsequent product quality. Straightening machines are used to compensate the residual stresses and the curvature in the wire. Conventional straightening machines require manual adjustment of the straightening rolls. This paper presents a novel design of a mechatronic straightening machine which allows the controlled actuation of the straightening rolls even during the running process. The sensor systems used as well as the actuator components and their control algorithms are explained.

## **1 Einleitung**

Das Streben nach Ressourceneinsparung und emissionsarmen und klimafreundlichen Produktionsketten erfordert in allen Industriebereichen einen effizienten Umgang mit Werkstoffen und Energie. Hieraus leitet sich sowohl für die Automobil- und Luftfahrtindustrie als auch die Medizintechnik die Forderung nach hocheffizienten und präzisen Fertigungsprozessketten ab. Speziell die engen Toleranzgrenzen geltender Form- und Maßgenauigkeiten sowie hohe Formänderungen stellen eine Herausforderung bei der Verarbeitung hochfester Drahtwerkstoffe dar [1–4]. Hochfeste Drahtwerkstoffe werden zu Transport- und Handha-

bungszwecken am Ende des Herstellungsprozesses auf ein Coil aufgehaspelt. Beim Aufhaspeln werden Krümmungen und Eigenspannungen in das Halbzeug induziert, welche auch nach dem Abwickeln im Material verbleiben. Die induzierten Vorkrümmungen und Eigenspannungen hängen essentiell von der Geometrie des Coils ab und führen zu erhöhten Schwankungen der Halbzeugeigenschaften [4,5]. Damit diese Schwankungen sich nur in einem möglichst geringen Maß auf die Qualität des späteren Endprodukts auswirken und die Ausschussquote der Fertigungsketten minimiert werden kann, kommen sogenannte Richtapparate zum Einsatz. Ihre Aufgabe ist die Kompensation der Vorkrümmungen und Eigenspannungen, in dem das Halb-

zeug zwischen den Richtrollen mehreren Wechselbiegungen unterzogen wird [6]. Somit hängt die Qualität der Endprodukte maßgeblich von der Qualität des Richtprozesses und somit der Ausprägung der Wechselbiegungen ab.

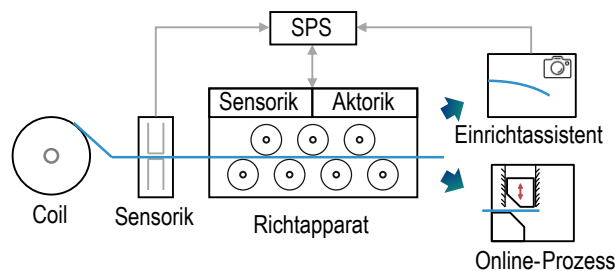
Zum Richten von hochfestem Flachdraht hat sich in der Drahtindustrie das Rollenrichtverfahren durchgesetzt [7]. Um die Biegekrümmung, auch Längsbiegung genannt, auszugleichen, sind mindestens drei Richtrollen erforderlich, die in einem sogenannten Biegedreieck zueinander angeordnet sind [8]. In industriellen Anwendungen zeigt der Einsatz der Mindestanzahl von drei Richtwalzen jedoch keine zielführenden Ergebnisse [9]. Insbesondere zur Kompensation von Eigenspannungen wird mehr als ein Richtdreieck benötigt. Nach [10] sind in der industriellen Praxis mindestens fünf Richtwalzen erforderlich. Dazu werden industriell eingesetzte Richtapparate zu Beginn eines Fertigungsprozesses initial konfiguriert, in dem die Anzahl der Richtrollen und ihre Positionierung zueinander gewählt wird. Dieser Einrichtprozess ist zeitintensiv und ressourcenaufwendig, da zur Überprüfung des Richtergebnisses mehrere Materialproben entnommen werden müssen. Nachdem eine Konfiguration gefunden wurde, werden die Einstellungen des Richtapparats während des gesamten Prozesses nicht an schwankende Materialeigenschaften angepasst. Aus diesem Grund müssen die Richtapparate so konfiguriert werden, dass eine Überkompensation mit einer höheren Anzahl an Biegedreiecken stattfindet [7]. Das Halbzeug wird also häufiger als zwingend erforderlich einer Wechselbiegung ausgesetzt. Dieses Prozedere setzt das verbleibende Umformvermögen für den eigentlichen Folgeprozess herab. Zusätzlich erschwert die Anforderung auch bei kleinen Serien wirtschaftlich und ressourcenschonend produzieren zu können den Einsatz konventioneller Richtapparate erheblich.

Eine Verbesserung der Verarbeitbarkeit hochfester Drahtwerkstoffe aus Stahl wird durch die Verwendung mechatronischer Richtapparate mit integriertem Einrichtassistentensystem angestrebt. Mit ihnen wird das Potential für die Anwendung von hochfesten Drahtwerkstoffen signifikant erhöht, um im Wettbewerb mit anderen Materialien bestehen zu können. In diesem Zusammenhang stellt dieser Beitrag die Potentiale eines mechatronisierten Richtapparats mit Einrichtassistentensystem vor. Das Einrichtassistentensystem unterstützt den Bediener der Anlage im Einrichtprozess, in dem die Vorkrümmung automatisch erfasst und eine Konfiguration des Richtapparats vorgeschlagen wird. Anschließend wird ein wirbelstrombasiertes Messsystem vorgestellt, dass die Erkennung von Materialschwankungen im laufenden Prozess unterstützt. Der folgende Abschnitt stellt zunächst den schematischen Aufbau des mechatronisierten Richtprozesses und die Richtstrategie vor.

## 2 Mechatronischer Richtprozess

Der mechatronisierte Richtprozess sieht ein zweistufiges Verfahren vor. Dieses wird in **Abb. 1** dargestellt. Das Halbzeug wird von einem Coil abgewickelt und durch eine Sensorik geführt, deren Funktionsweise in Abschnitt 4 näher erläutert wird. Anschließend wird das Halbzeug durch

den Richtapparat gefördert. Der Richtapparat besitzt sieben Richtrollen. Die unteren vier Rollen sind starr an die Umgebungs konstruktion gekoppelt. Die oberen drei Rollen können mithilfe von Schrittmotoren in vertikaler Richtung verfahren werden. Ebenfalls sind an den drei beweglichen Richtrollen Kraftmessdosen installiert, die die Überwachung der Richtkräfte ermöglichen. Auf den Richtapparat folgt in der ersten Phase des Richtprozesses der Einrichtassistent. Dieser ist ein unterstützendes Werkzeug für den Maschinenbediener und hilft bei der Einrichtung des Richtapparats (siehe Abschnitt 3). Der Einrichtungprozess ist immer dann nötig, wenn ein neues Coil mit anderen Eigenschaften eingelegt wird. Bei der Einrichtung müssen die Positionen der Richtrollen neu eingestellt werden, um die gewünschte Richtqualität zu erzeugen. An industriellen Richtanlagen erfolgt dieser Prozessschritt als ein iterativer Prozess, bei dem der Bediener Materialproben entnimmt, diese auf ihre Geradheit überprüft und daraufhin die Einstellungen an der Richtmaschine anpasst. Dieser Prozess wird so lange wiederholt, bis die Richtqualität zufriedenstellend ist. Der hier vorgestellte mechatronische Richtapparat verfügt über einen modularen Einrichtassistenten, der die Halbzeugeigenschaften analysiert und den Bediener beim Einrichten begleitet.



**Abbildung 1** Aufbau des mechatronischen Richtprozesses

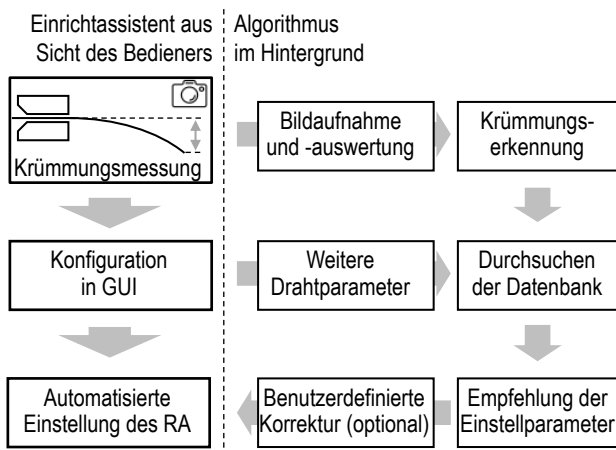
Nachdem dem Einrichtprozess wird der Einrichtassistent inaktiv und das Halbzeug wird einem Folgeprozess zugeführt. Somit kann der eigentliche Fertigungsprozess gestartet werden. Ein Folgeprozess kann zum Beispiel ein Folgeverbund- oder ein Stanz-Biege-Prozess sein. In dieser Prozessphase, dem Online-Prozess, findet eine Überwachung des Prozesses durch die bereits genannten Sensorkomponenten vor und im Richtapparat statt. Über die Sensorsysteme sollen Materialschwankungen erfasst werden. Diese dienen der Überwachung des Richtprozesses und signalisieren gegebenenfalls die Notwendigkeit, den Prozess neu einzurichten oder nachzuzustieren. Die Ansteuerung der Aktoren und die Informationsverarbeitung des mechatronisierten Richtprozesses erfolgt mithilfe einer speicherprogrammierbaren Steuerung (SPS).

Durch den mechatronisierten Richtapparat sollen die Vorteile einer automatisierten Prozesskette ermöglicht werden, die vorrangig ein reproduzierbares Richtergebnis als auch eine ressourcenschonende Fertigung versprechen. Es entsteht ein automatisierter Richtprozess zur Herstellung einer krümmungsfreien Flachdrahtgeometrie, bei dem der Bedienende nicht mehr auf eine manuelle und individuelle Verstellung der Richtwalzen angewiesen ist. Die ge-

wünschte Flachdrahtgeometrie wird durch die geregelte Verstellung der Richtrollen erzeugt. Ebenfalls wird die für ein optimales Richtergebnis notwendigen Richtrollenanzahl reduziert. Durch eine geringere Anzahl an Wechselbiegungen wird sichergestellt, dass ein hohes Maß an Umformvermögen für den Folgeprozess erhalten bleibt. Alle in diesem Beitrag gezeigten Versuchsergebnisse wurden an Flachdraht aus hochfestem Stahl (Bezeichnung 1.4310) mit den Abmessungen  $3,9 \times 0,4 \text{ mm}^2$  ( $b \times h$ ) erzielt.

### 3 Einrichtungssystem

Der Einrichtungsassistent ist ein Hilfsmittel für den Richtmaschinenbediener, um den Einrichtungsvorgang zu automatisieren und effizienter zu gestalten. Unter dem Einrichten, auch Rüsten genannt, versteht man im Wesentlichen die Positionierung der verstellbaren Richtwalzen so auf die Weise, dass das Richtergebnis den Qualitätsanforderungen der nachgeschalteten Prozesse genügt. Je nach Walzenposition wird das Halbzeug mehr oder weniger stark plastisch verformt und damit gerichtet. In der industriellen Anwendung ist das Finden der idealen Walzenposition meist ein iterativer Prozess, bei dem die gewählten Einstellungen immer wieder überprüft und korrigiert werden müssen. Der Einrichtungsassistent unterstützt den Bediener bei diesem Prozess. Ziel des Assistenten ist es, eine reproduzierbare Richtqualität in einem linearen Einrichtungsprozess zu gewährleisten. **Abb. 2** zeigt den funktionalen Aufbau des Einrichtungsassistenten. Auf der linken Seite der Abbildung ist der Einrichtungsassistent aus der Sicht des Bedieners dargestellt. Im rechten Bereich wird die funktionale Struktur erläutert, die im Hintergrund arbeitet. Der Einrichtungsassistent besteht im Wesentlichen aus drei Teilsystemen. Diese sind die automatische Krümmungserkennung, die Datenbank und die grafische Benutzeroberfläche (GUI), welche in den folgenden Abschnitten näher erläutert werden.



**Abbildung 2** Schema des Einrichtungsassistenten

#### 3.1 Krümmungserkennung

Die Krümmungserkennung dient der Analyse des aktuellen Drahtzustands bezüglich der Krümmungsausprägung. Während des Einrichtungsprozesses wird die Krümmung des

Flachdrahts am freien Ende erkannt. Dazu wird der Draht direkt in der Fertigungslinie einseitig eingespannt. Je nach Anwendungszweck kann das Einrichtmodul vor oder auch hinter dem Richtapparat platziert werden. Die Platzierung hinter dem Richtapparat bringt den Vorteil mit sich, dass die gewählten Einstellungen des Richtapparats direkt überprüft werden können. Das Einrichtmodul besteht im Wesentlichen aus einem Kameramodul, zu dem ein Objektiv, eine Backlight-LED und ein Kameracontroller gehören. Nach der Kalibrierung des Kamerasystems ist der Messbereich definiert, in dem sich der zu vermessende Flachdraht befinden muss. Anschließend erfolgt eine Bildaufnahme der Biegelinie, die sich ab der Einspannung des Flachdrahts bis zu seinem frei hängenden Ende ausprägt. Bei der Auswertung des Kamerabilds wird der zuvor definierte Messbereich in sogenannte Messfenster eingeteilt. In diesen Messfenstern sucht die Bildauswertungssoftware nach einem Objekt. In jedem Messfenster wird somit ein Stück des Flachdrahts erkannt. Für dieses Teilstück wird der Flächenschwerpunkt berechnet und als Wertepaar ausgegeben. Für den Einrichtungsassistenten hat sich die Einteilung des Messbereichs in 12 Messfenster als ausreichend erwiesen. Nach einer anschließenden Koordinatentransformation und der Eliminierung von Messfehlern besteht das Messergebnis aus den Stützstellen der Biegelinie. Mithilfe der Stützstellen kann der Verlauf der Biegelinie approximiert und somit die Krümmungsausprägung ermittelt werden. Das Ergebnis der Auswertung ist der Krümmungswert  $B_{Rest}$ , also die Krümmung, die noch im Flachdraht vorhanden ist. Sie bildet die Schnittstelle zur Datenbank.

#### 3.2 Datenbank

Die Datenbank liefert die notwendigen Informationen, um die Positionen der Richtwalzen in Abhängigkeit des zuvor bestimmten Krümmungswerts zu bestimmen. Zum Aufbau der Datenbank wurde eine detaillierte Versuchsreihe zu den Rolleneinstellungen durchgeführt. Die aktuelle Version der Datenbank enthält etwa 3500 Datensätze, die einen Zusammenhang zwischen den Rollenpositionen des Richtapparats und der entsprechenden Vor- und Restkrümmung der Proben enthalten. In der ersten Ausbaustufe der Datenbank kann ein  $B_{Rest}$ -Wert zwischen 6 mm, 28 mm und 70 mm gewählt werden. Ein vollständiger Datensatz besteht aus den folgenden sechs Attributen:

- Vorkrümmung
- Restkrümmung
- Krümmungsorientierung
- Position der Richtrolle 1
- Position der Richtrolle 2
- Position der Richtrolle 3

#### 3.3 GUI

Der Einrichtungsassistent wird über eine grafische Benutzeroberfläche (GUI) bedient. Die GUI ist die Schnitt-

stelle zwischen der Krümmungserkennung, der Datenbank und dem mechatronischen Richtapparat. Sie ermöglicht eine einfache Handhabung des Einrichtungsassistenten. Wie in Abb. 2 gezeigt, müssen neben dem zuvor bestimmten Krümmungswert  $B_{Rest}$  weitere Drahtparameter angegeben werden, um mögliche Rolleneinstellungen des Richtapparats auszugeben. Dazu zählen das Bandmaterial und dessen Geometrie, wobei sich die Untersuchungen im Rahmen des Forschungsprojekts auf Flachdraht beschränken. Anschließend kann der Bediener bei der Orientierung des Flachdrahtes zwischen konkaver und konvexer Krümmung wählen. Zusammen mit dem Krümmungswert  $B_{Rest}$  wird anschließend die Datenbank durchsucht und mögliche Kombinationen der Richtungsrollenpositionen ausgegeben. Diese können bei Bedarf vom Bediener der Maschine korrigiert werden. Anschließend werden die Richtrollen gemäß der ausgewählten Einstellungen am Richtapparat eingeregelt.

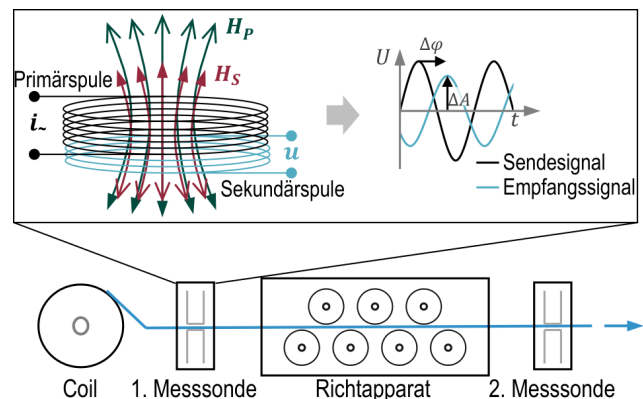
## 4 Anwendung der Wirbelstrommessung

Im Online-Prozess (vgl. Abb. 1) besitzt der mechatronische Richtapparat die Aufgabe den Prozess zu überwachen. Schwankungen in den Materialeigenschaften oder eine veränderliche Krümmung können das Richtergebnis negativ beeinflussen. Diese Störeinflüsse gilt es zu erkennen. Je nach Anwendungsfall kann eine Korrektur vom Bediener eingeleitet oder sogar der Einrichtungsvorgang wiederholt werden. Ein Ansatz zur zerstörungsfreien Messung von Materialeigenschaften ist die Anwendung eines induktiven Wirbelstrommesssystems.

Das Messprinzip dieses Systems basiert auf der Induzierung von Wirbelströmen (siehe Abb. 3). Dazu besitzt die Messsonde zwei Spulenwicklungen in ihrem Inneren. An die Sendespule wird ein hochfrequenter Wechselstrom  $i_{\sim}$  angelegt, wodurch ein magnetisches Wechselfeld  $H_P$ , das sogenannte Primärfeld, entsteht. Das Primärfeld induziert Wirbelströme im Material des Bauteils, das sich gerade in der Spule befindet. Diese Wirbelströme erzeugen ebenfalls ein magnetisches Wechselfeld  $H_S$ , das Sekundärfeld. Das Magnetfeld, das durch die Wirbelströme entsteht, wirkt seiner Ursache, dem Primärfeld, entgegen. Dieser Zusammenhang folgt der Lenz'schen Regel. Die Stärke und Ausprägung des Sekundärfelds sind abhängig von den magnetischen und elektrischen Eigenschaften des Bauteils. Als physikalische Eigenschaften sind an dieser Stelle die magnetische Permeabilität und die elektrische Leitfähigkeit des zu untersuchenden Materials zu nennen. Mit der zweiten Spulenwicklung in der Messsonde, der Empfangswicklung, wird das Sekundärfeld, bzw. die Überlagerung aus Primär- und Sekundärfeld sensiert [11].

Das verwendete Messsystem *MagnaTest D* stammt von der Firma Institut Dr. Förster und ist ursprünglich für die Stückgutprüfung vorgesehen. Bei der Anwendung des Messsystems am mechatronischen Richtapparat wird der Flachdraht durch die Öffnung in der Messsonde hindurchgeführt. Für Versuchszwecke wird eine Messsonde vor

und eine nach dem Richtapparat platziert, sodass sowohl die Änderung der Materialeigenschaften über die Coillänge als auch die durch den Eingriff des Richtapparats hervorgerufenen Änderungen detektiert werden können (siehe Abb. 3).

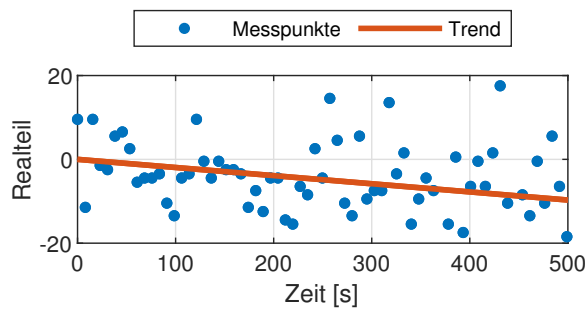


**Abbildung 3** Funktionsprinzip und Anwendung des Messsystems (in Anlehnung an [11])

Die Wirbelstrommessung wird von vielen Material- und Werkstoffparametern beeinflusst. Zu den Einflussfaktoren zählen beispielsweise Größen wie die chemische und kristalline Zusammensetzung des Gefüges, Einschlüsse und Poren, aber auch Deformationen und Eigenspannungen in der Probe. Das Messergebnis der Wirbelstrommessung ist ein Wertepaar in der Impedanzebene. Es ist daher immer ein Repräsentant aller Einflussfaktoren, die ohne weiteres nicht auseinander dividiert werden können. Wird jedoch die Annahme getroffen, dass alle Einflussfaktoren auf das Messergebnis in gewissen Grenzen konstant bleiben und sich nur ein Einflussparameter außerhalb dieser Konstanzgrenzen ändert, kann anhand des Messergebnisses auf die Änderungen dieses Parameters zurückgeschlossen werden. Diese Annahme wird auch in dem hier vorliegenden Fall getroffen. Die Eigenschaften wie die chemische und kristalline Zusammensetzung des Gefüges wird innerhalb einer Charge und auf einem Coil als konstant angenommen. Allerdings verändert sich der Coilradius beim Abwickeln des Flachdrahts um einige Zentimeter. Dies legt die Vermutung nahe, dass die durch das Aufhaspeln und Lagern auf dem Coil induzierten Eigenspannungen und Krümmungen sich beim Abwickeln mit dem Coilradius ändern. Diese Änderungen der Materialeigenschaften werden durch die Messsonde vor dem Richtapparat beobachtet. Die Auswertung des Signals in Abb. 4 zeigt diesen Trend. Beim Abwickeln des Flachdrahts vom Coil verändert sich das Signal des Realteils kontinuierlich.

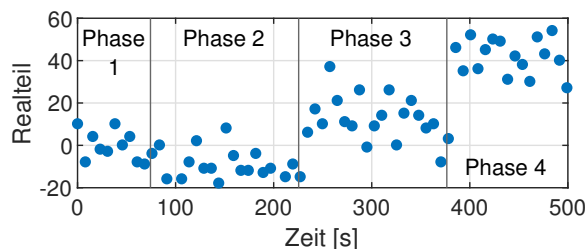
Um die Einwirkungen des Richtapparats auf die Materialeigenschaften des Flachdrahts zu verdeutlichen, wurde ebenfalls das Messsignal der Messsonde hinter dem Richtapparat analysiert. Während der Flachdraht durch den Richtapparat gezogen wurde, ist eine Rolle des Richtapparats stückweise um jeweils immer einen Millimeter zuge stellt worden. Somit wird der Flachdraht einer stückweise steigenden Richtprozedur unterzogen. Dies induziert Eigenspannungen im Material und sorgt für eine immer stär-





**Abbildung 4** Änderung des Realteils als Ergebnis der Wirbelstrommessung vor dem Richtapparat

ker werdende Krümmung. Dieses Verhalten wird im Signalverlauf des Realteils der Messsonde nach dem Richtapparat in **Abb. 5** gezeigt. Die schwarzen vertikalen Markierungen kennzeichnen die Zeitpunkte des Zustellens der Richtrolle und teilen den Messzeitraum in vier Phasen ein. In Phase 1 sind die Richtrollen noch nicht im Eingriff. Die erste Zustellung in Phase 2 um einen Millimeter nach 75 s zeigt noch keine Wirkung im Flachdraht. Hier ist die durch die geringe Zustellung wirkende Belastung auf den Draht nicht groß genug, um plastische Verformungen zu erzeugen. Nach der Zustellung um einen weiteren Millimeter in Phase 3 nach 225 s ist ein eindeutiger Sprung im Messsignal erkenntlich. Ein weiterer Sprung im Messsignal ist bei der dritten Zustellung in Phase 4 nach etwa 375 s zu sehen. Die Sprünge im Messsignal sind eindeutig zu erkennen und spiegeln den Grad der induzierten Eigenspannungen wider. Dennoch unterliegt das Messsignal einem starken Rauschen. Dieses ist sowohl in Abb. 4 als auch in Abb. 5 auszumachen. In weitergehenden Untersuchungen muss überprüft werden, ob das Rauschen im Messsignal durch Schwankungen weiterer Materialparameter hervorgerufen wird oder durch eine geeignete Anpassung der Testumgebung und Messsystemeinstellungen abgeschwächt werden kann. Bei einem erfolgreichen Herabsetzen der Rauschamplitude kann das Messsystem der induktiven Wirbelstrommessung einen wertvollen Beitrag bei der zerstörungsfreien Online-Detektion von veränderlichen Drahteigenschaften leisten.

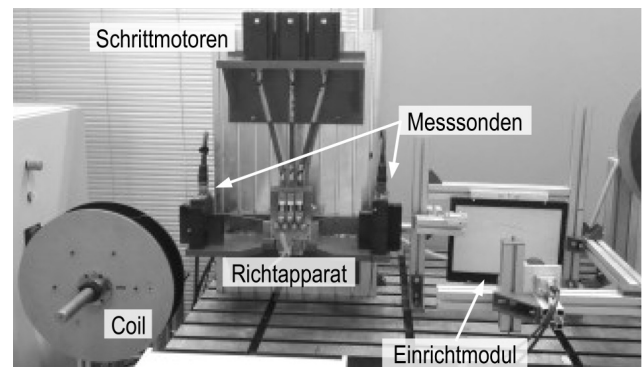


**Abbildung 5** Änderung des Realteils als Ergebnis der Wirbelstrommessung nach dem Richtapparat

## 5 Versuchsstand

Im Rahmen der Projektarbeiten wurde ein Prüfstand aufgebaut, um die Konzepte und Richtstrategien des mechatroni-

schen Richtapparats prototypisch zu erproben (**Abb. 6**). Im Vergleich zu konventionellen Richtapparaten werden die verstellbaren Richtrollen nicht manuell, sondern mit Hilfe von drei separaten ansteuerbaren Schrittmotoren verstellt. Die installierten Elektromotoren übertragen die erforderlichen Stellmomente über Kardangelnswellen zu den Antriebsspindeln. Diese fungieren als Getriebe zwischen den Schrittmotoren und der vertikalen Richtrollenverstellung, in dem sie das Drehmoment in eine lineare Bewegung wandeln. Die Spindeln sind formschlüssig mit den oberen Führungssteinen verbunden. Zwischen den oberen und den unteren Führungssteinen befinden sich die Kraftmessdosen. An den unteren Führungssteinen sind die verstellbaren Richtrollen montiert. Durch den Spindelantrieb gleiten die Führungssteine und somit die Richtrollen auf und ab.



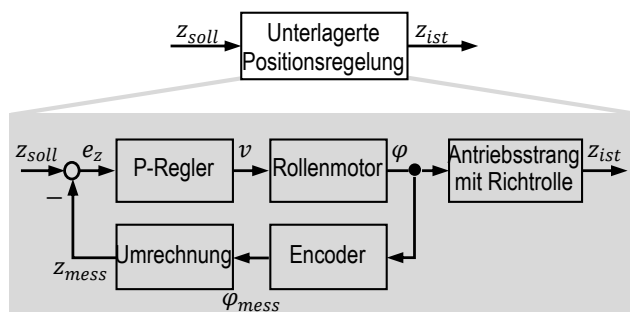
**Abbildung 6** Aufbau des Versuchsstands

Für die Umsetzung der Richtstrategie ist es essentiell wichtig, dass die Richtrollen reproduzierbar und in einer hohen Genauigkeit zueinander positioniert werden. Die Grundlage dafür bilden die unterlagerten Regelschleifen, die in der Steuerungslogik implementiert sind. Grundsätzlich sind zwei Varianten zur Positionierung der Richtrollen zum Draht möglich. Diese sind zum einen die Positionsregelung, bei der unabhängig von der sich einstellenden Kraft der Abstand zwischen den oberen und unteren Richtrollen zueinander eingeregelt wird. Zum anderen ist eine Kraftregelung möglich, bei der die Richtrollen mit einer definierten Kraft auf den durchlaufenden Draht drücken.

Bei der Entwicklung des Prüfstandaufbaus hat sich die Positionsregelung als vorteilhaft erwiesen. Da nur die oberen drei Richtrollen des mechatronischen Richtapparats verwendet werden können, wird für die Umsetzung der Positionsregelung stets ein Richtdreieck bestehend aus zwei festen unteren Richtrollen und einer verfahrbaren oberen Richtrolle betrachtet. Die Position der Richtrollen zueinander wird über den Abstand der Scheitelpunkte  $z$  der Richtrollen in vertikaler Richtung definiert. Dabei befinden sich alle vier unteren Richtrollen auf derselben Höhe. Da die Verstellung der Richtrollen unabhängig voneinander funktioniert und sich keine gegenseitigen Einflüsse ergeben, können die Positionsregelungen für die einzelnen Richtdreiecke unabhängig voneinander betrachtet werden. Somit wurden drei identische, ungekoppelte Regelkreise für die Positionsregelung entworfen. Darauf sei an dieser Stel-

le explizit hingewiesen, da sich dies nicht auf die Kraftregelung übertragen lässt. Dort beeinflussen sich die Richtdreiecke und die daraus resultierenden Kräfte an den Richtrollen gegenseitig. Aus diesem Grund gestaltet sich das Regelungskonzept für die Kraftregelung deutlich komplexer und wird an dieser Stelle nicht vertieft betrachtet.

Der unterlagerte Positionsregelkreis besitzt als Eingangsgröße die Sollvorgabe  $z_{soll}$  und antwortet mit dem Ausgangssignal  $z_{ist}$ . **Abb. 7** zeigt das Blockschaltbild für den Positionsregelkreis. Es wird ein P-Regler verwendet, um die Regeldifferenz  $e_z$  in eine Geschwindigkeitsvorgabe  $v$  für den Rollenmotor zu berechnen. Aufgrund der physikalischen Gegebenheiten ist ein proportionaler Regler an dieser Stelle ausreichend. Der hier dargestellte Block des Rollenmotors umfasst am Prüfstand die Schnittstelle zur Anschlussklemme. Mithilfe dieser Schrittmotorklemme kann der Rollenmotor geschwindigkeitsgeregelt betrieben werden. Diese Regelung ist allerdings eine interne Steuerungskomponente der Schrittmotoren, sodass sie nicht in dem hier dargestellten Regelungskonzept auftaucht. Der Schrittmotor ist mit einem Encoder ausgestattet, der die Motorstellung  $\varphi_{mess}$  erfasst. Da die Verbindung zwischen dem Schrittmotor und der Richtrolle als starr angenommen wird, kann die eigentliche Position der Richtrolle  $z_{ist}$  direkt aus dem Encodersignal zu  $z_{mess}$  berechnet werden.



**Abbildung 7** Blockschaltbild der unterlagerten Positionsregelung für eine Richtrolle

## 6 Zusammenfassung

Mit der Konzeption, Konstruktion und dem Aufbau des mechatronischen Richtapparats wurde ein neuartiger Versuchsstand entwickelt. Mithilfe dieses Aufbaus können wichtige Erkenntnisse bei der Mechatronisierung und Automatisierung des Richtprozesses gesammelt werden. Zur Einrichtung des Richtapparats wurde ein Einrichtungssystem mit einem Einrichtungmodul entwickelt. Über das Einrichtungmodul wird die im Material vorhandene Krümmung am freien Drahtende erfasst. Mittels der Information unterstützt der Einrichtungsassistent den Bediener bei der Konfiguration des Richtapparats. Die induktive Wirbelstrommessung ermöglicht eine zerstörungsfreie Analyse der Materialeigenschaften, welches ein wichtiger Schritt beim Entwurf von Online-Sensorik für den Richtprozess darstellt. In zukünftigen Arbeiten wird die Erweiterung des Prüfstands um eine weitere Dimension angestrebt, sodass neben der Biege- auch Säbelkrümmungen erfasst und gerichtet werden

den kann. Dazu wird ein neuartiger Ansatz bei der Konstruktion von Richtapparaten verfolgt, der das mehrdimensionale Richten eines Halbzeugs ermöglicht.

## 7 Förderhinweis

Das IGF-Vorhaben IFG 19799 N / P1273 „Einrichtungssystem für Richtapparate“ der FOSTA - Forschungsvereinigung Stahlanwendung e. V., Düsseldorf, wurde über die AiF im Rahmen des Programms zur Förderung der industriellen Gemeinschaftsforschung (IGF) vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages gefördert. Das Vorhaben wurde am Fraunhofer IEM und der Universität Paderborn LUF durchgeführt.

## 8 Literatur

- [1] F. Bader, L. Bathelt, E. Djakow, W. Homberg, C. Henke, A. Trächtler: *Self-optimized, Intelligent Open-Loop-Controlled Steel Strip Straightening Machine for Advanced Formability*. in Forming the Future, 2021, DOI 10.1007/978-3-030-75381-8\_1.
- [2] F. Bader, L. Bathelt, E. Djakow, W. Homberg, C. Henke, A. Trächtler: *Innovative Measurement Of Stress Superposed Steel Strip For Straightening Machines*. ESAFORM 2021. DOI: <https://doi.org/10.25518/esaform21.2382>
- [3] Paech, M.: *Innovative Measurement Of Stress Superposed Steel Strip For Straightening Machines*. in DRAHT, 59 (2008) 2, S. 54-63
- [4] Paech, M., van Raemdonck, W.: *Inline-Draht-Diagnose*. in DRAHT II/2015, Verlag Meisenbach GmbH, 2015.
- [5] Menz, R.: *Entwicklung eines analytischen Simulationsmodells als Grundlage einer geregelten Richtmaschine*. Düsseldorf, VDI-Verl., 2002.
- [6] Henrich, L.-S.: *Theoretische und experimentelle Untersuchungen zum Richtwalzen von Blechen*. Dissertation, Universität-Gesamthochschule Siegen, Siegen, 1994.
- [7] Paech, M.: *Semi-automatic straightening technology*. in WIRE, 58 (2008), pp. 40-46.
- [8] Smith, R. P.: *The Effect of the Number of Leveling Rolls on the Straightening Process*. Iron & Steel Technology, 2007, p. 57-68
- [9] Sheppard, T.: *A Mathematical Analysis of the Roller-Levelling Process*. Journal of the Institute of Metals 95, 1967, p. 225-231
- [10] Guericke, W.: *Theoretische und experimentelle Untersuchungen der Kräfte und Drehmomente beim Richten von Walzgut auf Rollenrichtmaschinen*. Magdeburg, T. H., F. f. Maschinenbau, Diss. v. 27. Jan. 1966 (Nicht f. d. Aust.), Magdeburg, 1966
- [11] Magnetische Prüfanlagen GmbH.: *Physikalisches Prinzip der magnetinduktiven Komponentenprüfung: Übersicht*. 2019

# Verteilte Simulationsumgebung zur Erprobung koordinierter Fahrmanöver automatisierter Fahrzeuge

## Distributed Simulation Environment for Testing of Coordinated Driving Maneuvers for Automated Vehicles

Markus Kramer, Fraunhofer-Institut für Verkehrs- und Infrastruktursysteme IVI, 01069 Dresden, Deutschland, markus.kramer@ivi.fraunhofer.de

M.Sc. Felix Keppler, Fraunhofer-Institut für Verkehrs- und Infrastruktursysteme IVI, 01069 Dresden, Deutschland, felix.keppler@ivi.fraunhofer.de

Prof. Dr. techn. Klaus Janschek, TU Dresden, Institut für Automatisierungstechnik, 01187 Dresden, Deutschland, klaus.janschek@tu-dresden.de

### Kurzfassung

In dieser Arbeit wird eine Simulationsumgebung vorgestellt, welche die Erprobung von Fahrzeugautomatisierungssoftware und von Algorithmen zur kooperativen Trajektorienplanung mittels Software-in-the-Loop ermöglicht. Dazu werden mehrere Fahrzeuge mit Hilfe virtualisierter Docker-Container als jeweils eigene Systeme instanziiert und mit einer Weltsimulation verbunden. Individuelle Fahrzeugbewegungen werden mit Modelica-Modellen kinematisch co-simuliert, während Sensordaten in einer Gazebo-3D-Simulation nachgebildet werden. So können die Vorzüge unterschiedlicher Simulationstools ausgenutzt und Automatisierungsfunktionen in verteilten Systemen realitätsnah erprobt werden. Die Funktionalität des Frameworks wird in einem Testszenario validiert, in dem jedes Fahrzeug einen vorgegebenen Pfad abfährt, währenddessen auf mögliche Kollisionen prüft und gegebenenfalls Verfahren zum Störungshandling einleiten kann.

### Abstract

In this paper, a simulation environment is presented, that enables software-in-the-loop (SiL) testing of vehicle automation software and algorithms for cooperative trajectory planning. Multiple vehicles are instantiated as independent systems using virtualized Docker containers and connected to a world simulation. Individual vehicle movements are kinematically co-simulated using Modelica models, while sensor data is replicated in a Gazebo 3D simulation. This way, the advantages of different simulation tools can be exploited and automation functions in distributed systems can be tested under realistic conditions. The functionality of the framework is validated in a test scenario in which each vehicle travels along a predefined path, checks for possible collisions and, if necessary, can initiate procedures for disturbance handling.

## 1 Einleitung

Zur hochautomatisierten Führung komplexer, mehrgliedriger Fahrzeuge auf Logistikhöfen oder Hafenanlagen müssen Fahrzeugbewegungen präzise aufeinander abgestimmt werden, um Kollisionen und Deadlocks an Engstellen zu vermeiden. Wird ein Fahrzeug jedoch bei der Ausführung seiner geplanten Trajektorie durch unerwartete Hindernisse wie Menschen oder nicht automatisierte Fahrzeuge gestört, ist die Konsistenz aller aufeinander abgestimmten Trajektorien gefährdet. Das am Fraunhofer IVI und an der TU Dresden entwickelte SAFESTOP-Verfahren [1] versucht, einzelne Fahrzeuge durch zurücknehmen ihrer Priorität aus Kreuzungsbereichen zu manövrieren und dadurch den Einfluss von Störungen auf das Gesamtsystem zu minimieren. Im Rahmen dieser Arbeit wird eine Simulationsumgebung geschaffen, mit der das Framework zur kooperativen Trajektorienplanung inklusive Störungshandling simulativ erprobt werden kann. Dazu wird eine Softwarearchitektur konzipiert, die das verteilte, asynchrone Simulieren mehrerer Fahrzeuge erlaubt. Die Fahrzeugbewegungen werden in einer 3D-Weltsimulation dargestellt. Um unerwartete Hin-

dernisse zu erkennen, werden LiDAR-Sensoren auf den virtuellen Fahrzeugmodellen verwendet

### 1.1 Das helyOS-System

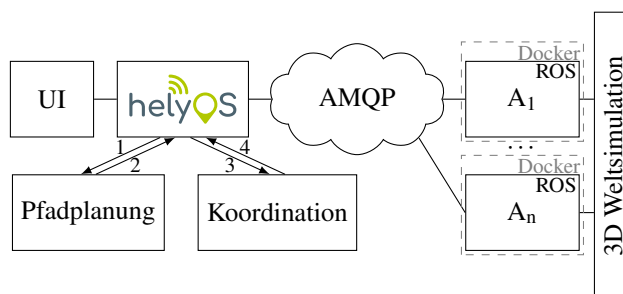


Abbildung 1 helyOS-Systemübersicht

Im Rahmen des Projektes *AutoTruck* wurde am Fraunhofer IVI das *helyOS*-Leitstandsystem entwickelt, welches das automatisierte Betreiben mehrerer Fahrzeuge (Agen-

ten  $A_1 \dots A_n$ ) von einem Leitstand aus erlaubt. Autorisierte Nutzer des Systems können in einem Web-Interface Aufgaben für die Fahrzeuge definieren, beispielsweise das Fahren von einer Start- zu einer Zielposition. Die dafür notwendigen Berechnungen für koordinierte Fahrmanöver werden von modularen Subfunktionen des Systems durchgeführt. Die Ergebnisse der Berechnungen werden den Fahrzeugen als Pfad und Geschwindigkeitsprofil zur Verfügung gestellt. Daraufhin kann das automatisierte Abfahren des Pfades eigensicher erfolgen.

Im realen System verfügt jeder Agent über eine Recheneinheit (Steuergerät, engl. control unit), welche die Datenverarbeitung der Sensormesswerte und Steuerung der Aktoren mit dem *Robot Operating System* (ROS) übernimmt. Um das zu simulierende System architektonisch möglichst nah am realen System zu halten, werden die Agenten ebenfalls als eigenständige ROS-Systeme implementiert. Daraus folgt die Notwendigkeit einer verteilten Simulation der Fahrzeuge als jeweils eigenständige, gekapselte Systeme, wie in **Abbildung 1** dargestellt. Hierzu wird in dieser Arbeit das Virtualisierungswerkzeug Docker eingesetzt. Um eine Interaktion zwischen den Fahrzeugen zu ermöglichen, Sensordaten zu simulieren und Szenarien zu visualisieren, ist jedoch gleichzeitig auch eine 3D-Weltsimulation nötig.

## 2 Stand der Technik

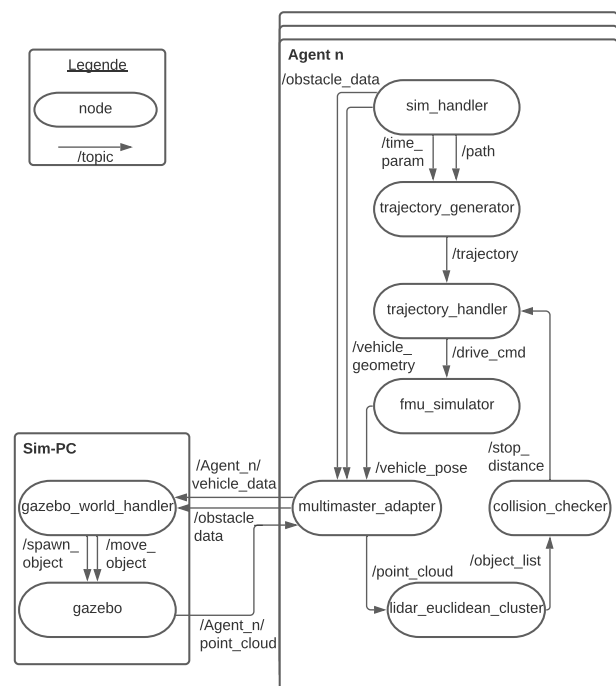
In den letzten Jahren hat die Anzahl der Robotik Simulationswerkzeuge stark zugenommen. Neben dem bekannten Gazebo Simulator [5] existieren mittlerweile Simulatoren, welche explizit für das Simulieren von autonomen Fahrmanövern entwickelt wurden. In [6] wird ein Simulator vorgestellt, der realistische Stadtumgebungen nachbildet und das simulierte Fahrzeug durch ein dynamisches Modell beschreibt. Es werden zudem eine Vielzahl von Fahrzeug-Sensoren unterstützt. Allerdings wird die Simulation mehrgliedriger Fahrzeuge, wie die in dieser Arbeit zu betrachteten Sattelzüge, nicht direkt unterstützt. Zudem ist eine Anbindung an das zu verwendende *Robot Operating System* (ROS) zwar möglich, aber relativ aufwendig. Der LGSVL Simulator [3] bietet eine Simulationsumgebung mit ähnlichen Features, verfügt jedoch über eine direkte ROS-Integration. Dadurch können bereits vorhandene Softwarekomponenten deutlich besser genutzt werden. Es werden jedoch ebenfalls keine Sattelzüge unterstützt. Ein auf Gazebo basierendes Co-Simulations Framework wird in [8] vorgestellt. Jede einzelne Einheit wird darin durch ein eigenständiges Linux-System virtualisiert. Da es sich bei den betrachteten Einheiten jedoch um Quadcopter handelt, ist die Lösung nicht direkt übertragbar. Ein weiterer auf Gazebo basierender Ansatz wird in [2] präsentiert. Um komplexe Verkehrsströme zu simulieren, wird Gazebo mit dem Verkehrssimulationsframework SUMO [7] gekoppelt. Neben einem detailliert betrachteten Ego-Fahrzeug konnten dabei bis zu 300 weitere Fahrzeuge simuliert werden, die auf den Zustand des Ego-Fahrzeugs reagieren. Allerdings wurden die weiteren Fahrzeuge nicht mit Sensoren ausgestattet und damit nur stark vereinfacht betrachtet.

Alle betrachteten Lösungen bieten nur einen Teil des erforderlichen Funktionsumfangs zur Erfüllung der Anforderungen. Daher wird in dieser Arbeit ein eigenständiges Framework entwickelt, das das Simulieren von kooperativen Fahrmanövern mehrerer Sattelzüge ermöglicht.

## 3 Softwarearchitektur

Die Softwarearchitektur lässt sich in die Architektur der ROS-Systeme und die Verbindung dieser Systeme in einem Netzwerk unterteilen. Die ROS-Systeme der Agenten arbeiten in Docker-Containern, während die 3D-Weltsimulation in Gazebo beispielsweise auf einem dedizierten Simulations-PC (Sim-PC) umgesetzt wird.

### 3.1 ROS-Architektur



**Abbildung 2** ROS-Architektur

In **Abbildung 2** sind die wichtigsten ROS Nodes und deren Interaktion untereinander aufgeschlüsselt. Der *sim\_handler* Node erhält ein vordefiniertes JSON-Dokument, welches die Geometriedaten des Fahrzeugs, Pfadinformationen, ein Geschwindigkeits-/ Streckenprofil, sowie Informationen über die statischen Hindernisdaten enthält. Die Fahrzeuggeometrie wird auf den ROS Parameterserver geladen, sowie an den Simulations-PC weitergeleitet. Jeder Node des Agenten kann sich bei Bedarf benötigte Geometriedaten vom Parameterserver laden. Anhand der Zeitparametrisierung und der Pfadinformationen generiert der *trajectory\_generator* eine Trajektorie und schickt diese an den *fmu\_simulator* Node. Sobald die Simulation gestartet wurde, werden die Fahrkommandos, bestehend aus der vorgegebenen Geschwindigkeit  $v$  und dem Lenkwinkel  $\phi_0$  in periodischen Abständen an den *fmu\_simulator* Node geschickt. Der *fmu\_simulator*-Node wertet die kinematischen Modellgleichungen aus.

Dazu wird eine Co-Simulation mit Modelica verwendet, in dem eine *Functional Mockup Unit* (FMU) eingebunden wird. Diese kann aus Modelica, aber auch aus anderen Modellierungstools exportiert werden und ermöglicht somit einen hohen Grad an Flexibilität. Die berechnete Pose wird an den *multimaster\_adapter* geleitet, welcher für die Kommunikation zwischen dem Simulations-PC und den Agenten zuständig ist. Alle auf das Fahrzeug bezogenen Nachrichtenkanäle (engl. topics) werden zur Verarbeitung im Sim-PC mit der Agenten-ID als Präfix ergänzt. Dies sorgt dafür, dass alle Nachrichten stets eindeutig einem Agenten zuordenbar sind. Auf Seiten des Simulations-PC übernimmt der *gazebo\_world\_handler* Node sämtliche Kommunikation mit der laufenden Gazebo Instanz. Da eine Gazebo-interne Implementierung eines LiDAR-Sensors genutzt wird, wird die Punktwolke direkt von Gazebo an den *multimaster\_adapter* Node geschickt. Dieser entfernt den nicht mehr benötigten Präfix und stellt die Daten den Agenten zur Verfügung. Der von Autoware.AI abstammende Node *lidar\_euclidean\_cluster* verarbeitet diese Punktwolke und stellt die Objektdaten in Form von Polygonen zur Verfügung. Diese werden vom *collision\_checker*-Node auf Überschneidungen mit der Schleppkurve des Fahrzeugs überprüft. Wird eine zukünftige Überschneidung erkannt, wird die minimalste Distanz zu dieser an den *trajectory\_handler*-Node weitergeleitet. Falls die Entfernung kleiner als ein gewählter Schwellwert ist, wird die Geschwindigkeit  $v$  auf 0 m/s gesetzt. Sobald die Störung aufgehoben wurde, wird die Bewegung fortgesetzt.

### 3.2 Netzwerkarchitektur

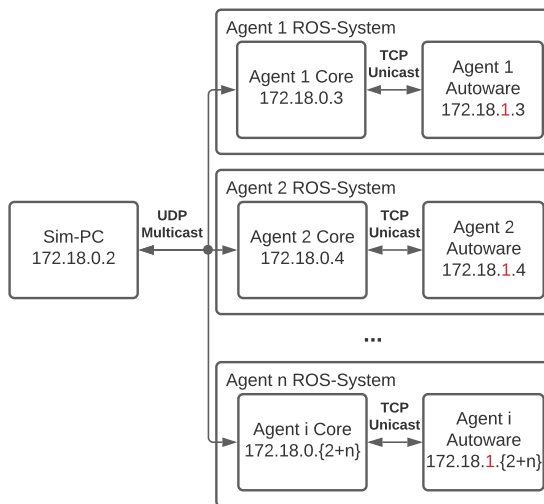


Abbildung 3 Netzwerkarchitektur

Um alle Agenten mit dem Simulations-PC kommunizieren zu lassen, wird ein virtuelles Netzwerk erstellt. Dieses hat den Adressraum  $172.18.0.0/16$  definiert durch die Subnetzmaske  $255.255.0.0$ . In **Abbildung 3** ist die verwendete Netzwerkarchitektur abgebildet. Das ROS-System jedes Agenten besteht aus einem Core System und aus dem Autoware.AI System. Die Systeme werden dabei durch Docker als eigenständige Linux-Systeme (Container) vir-

tualisiert. Um die Modularität und Wartbarkeit der Software zu erhöhen, wurde der Softwarestack von Autoware.AI als unabhängiges System belassen. Das ROS-System des Autoware-Containers wird mit dem des Core-Systems verbunden. Dadurch entsteht ein gesamtes ROS-System in welchem alle Nodes miteinander kommunizieren können. Für die Kommunikation zwischen jeweils einem Sender und Empfänger werden dabei standardmäßig TCP-Verbindungen aufgebaut, die vom ROS-Master des Core-Systems koordiniert werden. Die Kommunikation zum entfernten ROS-Netzwerk des Simulations-PCs wird durch den *multimaster\_adapter* Node ermöglicht. Dabei wird auf das ROS-Paket *multimaster\_fkie*<sup>1</sup> zurückgegriffen, welches UDP-Multicasts nutzt, um Nachrichten ohne zentrale Koordination zwischen mehreren ROS-Systemen auszutauschen. Im vorliegenden Fall existiert allerdings nur eine unidirektionale Kommunikation mit dem Simulations-PC. Die Agenten können untereinander nicht kommunizieren.

## 4 Entwurf

Im Folgenden werden alle relevanten Funktionen zur kinematischen und dreidimensionalen Simulation eingeführt.

### 4.1 Kinematische Fahrzeugsimulation

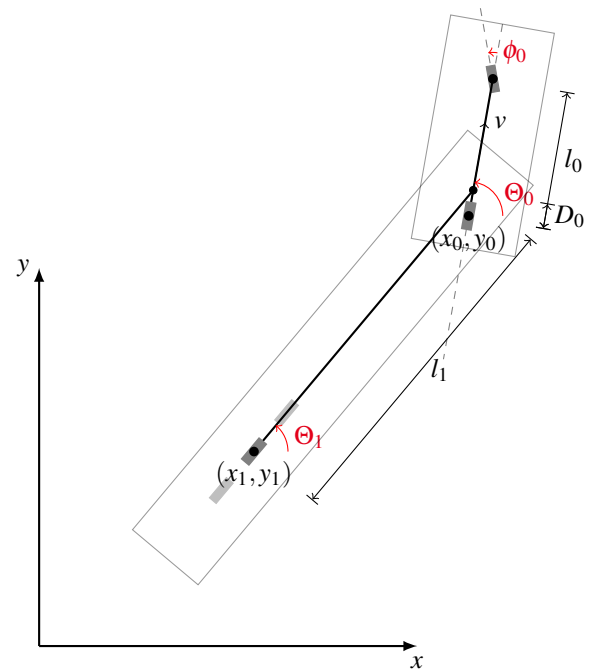


Abbildung 4 Aufbau des zweigliedrigen Sattelzugs

Der in dieser Arbeit verwendete Sattelzug besteht aus einer Zugmaschine und einem austauschbaren Sattelaufzieger. Die Steuerung des Fahrzeugs erfolgt mittels Wahl der Geschwindigkeit  $v$  der Zugmaschine und des Lenkwinkels  $\phi_0$  an der Vorderachse der Zugmaschine:

$$\mathbf{u} = \begin{pmatrix} v \\ \phi_0 \end{pmatrix} \quad (1)$$

<sup>1</sup>[http://wiki.ros.org/multimaster\\_fkie](http://wiki.ros.org/multimaster_fkie)



Eine vollständige geometrische Beschreibung des in dieser Arbeit betrachteten Sattelzugs ist in **Abbildung 4** dargestellt. Für die kinematischen Betrachtungen im Rahmen dieser Arbeit wird das in [9] vorgestellte Einspurmodell genutzt, da es eine hinreichende Näherung für die betrachteten Fahrzeuge bei niedrigen Querbeschleunigungen darstellt. Die drei Achsen des Sattelauflegers werden zu einer imaginären Achse zusammengefasst, deren Position dem arithmetischen Mittel der Achsen entspricht. Am Mittelpunkt dieser Achse liegt die Referenzpose des Sattelauflegers  $(x_1, y_1)$ . Sie kann als Funktion der Pose der Zugmaschine an deren Referenzpunkt  $(x_0, y_0, \Theta_0)$  und der Orientierung des Auflegers  $\Theta_1$  beschrieben werden. Die holonomen Zwangsbedingungen lauten somit:

$$\mathbf{h}_1 : \begin{pmatrix} x_1 \\ y_1 \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} x_0 + D_0 \cos(\Theta_0) - l_1 \cos(\Theta_1) \\ y_0 + D_0 \sin(\Theta_0) - l_1 \sin(\Theta_1) \end{pmatrix} = 0 \quad (2)$$

Da im idealisierten Einspurmodell keine Bewegung orthogonal zur Rollbewegung der Räder möglich ist (seitliches Rutschen), gelten folgende nicht-holonome Zwangsbedingungen:

$$\dot{x}_0 \sin(\Theta_0 + \phi_0) - \dot{y}_0 \cos(\Theta_0 + \phi_0) = 0 \quad (3)$$

$$\dot{x}_0 \sin(\Theta_0) - \dot{y}_0 \cos(\Theta_0) = 0 \quad (4)$$

$$\dot{x}_1 \sin(\Theta_1) - \dot{y}_1 \cos(\Theta_1) = 0 \quad (5)$$

Die Pose des Fahrzeugs kann eindeutig mit vier Koordinaten beschrieben werden:

$$\mathbf{q} := (x_0 y_0 \Theta_0 \Theta_1)^T \quad (6)$$

Anhand der gegebenen Bedingungen und der geometrischen Zusammenhänge am Fahrzeug lässt sich folgendes kinematisches Modell herleiten:

$$\begin{pmatrix} \dot{x}_0 \\ \dot{y}_0 \\ \dot{\Theta}_0 \\ \dot{\Theta}_1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} v \cdot \cos(\Theta_0) \\ v \cdot \sin(\Theta_0) \\ \frac{v}{l_0} \cdot \tan(\phi_0) \\ \frac{v}{l_1} \left( -\sin(\gamma_1) + \frac{D_0}{l_0} \cos(\gamma_1) \tan(\phi_0) \right) \end{pmatrix} \quad (7)$$

In diesem Modell ist  $\gamma_1$  der Knickwinkel zwischen Zugmaschine und Sattelaufleger:

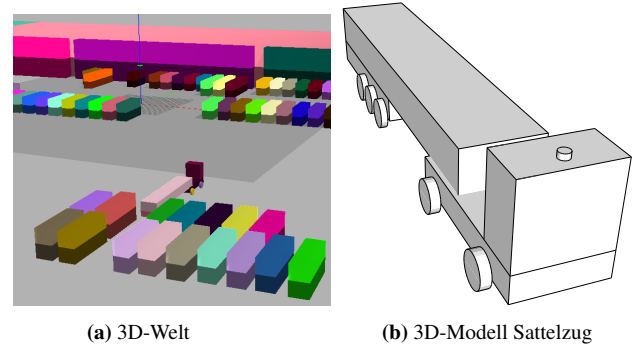
$$\gamma_1 = \Theta_0 - \Theta_1 \quad (8)$$

Die Steuerung des Fahrzeugs kann durch eine Punktfolgeregelung oder, falls Störgrößen in der Regelstrecke nicht betrachtet werden müssen, mit einer *open-loop*-Vorsteuerung erfolgen. Für Letztere kann die Berechnung der Stellgrößen mithilfe der Theorie der flachen Ausgänge erfolgen. Wenn die Koordinaten  $x_0$  und  $y_0$  als flache Ausgänge gewählt werden, können die Stellgrößen wie folgt berechnet werden:

$$\begin{pmatrix} v \\ \phi_0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \sqrt{\dot{x}_0^2 + \dot{y}_0^2} \\ \arctan(l_0 \cdot \frac{\ddot{y}_0 \dot{x}_0 - \dot{y}_0 \ddot{x}_0}{(\dot{x}_0^2 + \dot{y}_0^2)^{\frac{3}{2}}}) \end{pmatrix} \quad (9)$$

## 4.2 3D-Simulation der Fahrmanöver

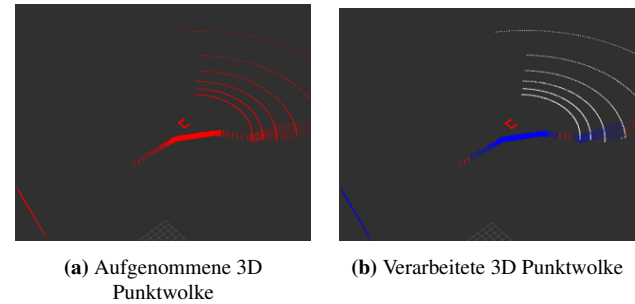
Für die Simulation eines Fahrzeugs muss zunächst ein realistisches 3D-Modell erstellt werden. Als Basis dafür dienen die vom Leitstand vorgegebenen Geometriedaten. Die-



**Abbildung 5** Darstellung der Fahrzeuge und Objekte in der 3D Gazebo 3D-Simulation

se müssen dynamisch ausgelesen und ausgewertet werden. Das in **Abbildung 5b** dargestellte Modell bildet einen erstellten Sattelzug ab. Das Modell besteht dabei aus zwei Quadern für die Zugmaschine, zwei Quadern für den Sattelaufleger, sowie aus einem Zylinder für jedes Rad. Der LiDAR-Sensor, welcher sich auf dem Dach des Fahrerhauses befindet, wird ebenfalls durch einen Zylinder dargestellt. Für die Erstellung der statischen Hindernisse wird eine Liste  $P_o$  bestehend aus Punkten  $\mathbf{p}_{o,i}$  genutzt. Anhand dieser Informationen werden 2D-Polygone erstellt, welche zusammen mit den Höhen der Hindernisse  $H_o$  3D-Objekte ergeben.

## 4.3 Sensorik und Datenverarbeitung



**Abbildung 6** Verarbeitung der 3D-Punktwolken

Die Eigenschaften des LiDAR-Sensors werden bei der Initialisierung des Fahrzeugmodells aus einer Konfigurationsdatei ausgelesen. Dies ermöglicht das schnelle Anpassen der Sensorcharakteristik an den real verwendeten Sensor. Für die Entfernungsbestimmung unterstützt Gazebo eine GPU (engl. *Graphics Processing Unit*) basierte Ray Tracing Methode, sowie eine CPU (engl. *Central Processing Unit*) basierte Ray Casting Methode. Aufgrund der Verfügbarkeit einer starken GPU im Simulations-PC wurde die GPU-basierte Variante ausgewählt. Die bestimmten Sensordaten sind zunächst in räumlichen Polarkoordinaten im Sensor-Koordinatensystem gegeben und werden anschließend in kartesische (Welt-) Koordinaten umgewandelt. Für die Objekterkennung anhand der LiDAR-Sensordaten wird die Verarbeitungspipeline des ROS Frameworks *Autoware.AI* genutzt. Im Rahmen dieser Arbeit wurde die Para-

metrisierung für die vorliegende Simulation angepasst und die Verarbeitung optimiert. Zunächst wird die aufgenommene Punktwolke  $Z_{l,0}$  einer Vorprozessierung unterzogen. In **Abbildung 6a** ist in rot die aufgenommene Punktwolke zu sehen. Es ist zu erkennen, dass durch den LiDAR-Sensor auch Messpunkte am Fahrzeug erkannt werden. Diese müssen mit einer Vorprozessierung entfernt werden. Dies kann modellbasiert erfolgen oder durch einfache Evaluation der Messpunkte  $p_{l,i} \in Z_{l,0}$  bezüglich ihrer Entfernung zum Sensor. Ist die euklidische Distanz  $|p_{l,i}|$  zum Sensor kleiner, als ein Schwellwert  $e_{\min}$ , so wird der Messpunkt als Teil des Ego-Fahrzeugs definiert. Es gilt:

$$Z_{l,1} = Z_{l,0} \setminus \{ |p_{l,i}| < e_{\min} \mid p_{l,i} \in Z_l \} \quad (10)$$

Im nächsten Schritt wird mittels des RANSAC-Verfahrens der Boden als Ebene detektiert und entfernt. Die Genauigkeit des Algorithmus konnte signifikant gesteigert werden, indem der Suchraum eingegrenzt wurde. Mittels Wissen über die Höhe des Sensors kann der Suchraum auf Punkte beschränkt werden, deren z-Komponente geringer als ein durch die Höhe definierter Schwellwert ist. Die beste Schätzung der Ebene wird als Punktwolke  $Z_{l,RANSAC}$  zurückgegeben.

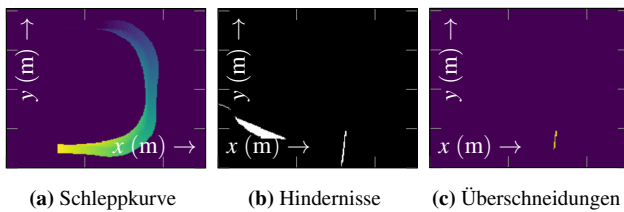
$$Z_{l,2} = Z_{l,1} \setminus Z_{l,RANSAC} \quad (11)$$

Die erkannte Ebene ist in **Abbildung 6b** als weiß dargestellt. Nachdem alle nicht relevanten Punkte von der ursprünglichen Punktwolke  $Z_{l,0}$  entfernt wurden, wird die dadurch entstandene Punktwolke  $Z_{l,2}$  mit Hilfe des euklidischen Clustering-Algorithmus in Cluster  $C_i$  unterteilt.

$$Z_{l,2} = C_0 \cup C_1 \cup \dots \cup C_n \cup Z_{l,3} \quad (12)$$

Punkte, die keinem Cluster zugeordnet werden konnten, da die dem Cluster zugeordnete Punktzahl kleiner als der definierten minimale Schwellwert  $minPts$  ist, werden der Menge  $Z_{l,3}$  zugeordnet. Die Wahl der Parameter für den euklidischen Clusteringalgorithmus wurden empirisch ermittelt. Die Cluster sind in **Abbildung 6b** blau dargestellt. Als Repräsentation der Cluster wird ein Polygon erstellt, welches die konvexe Hülle der Punktwolke eines Clusters widerspiegelt.

#### 4.4 Kollisionsprüfung

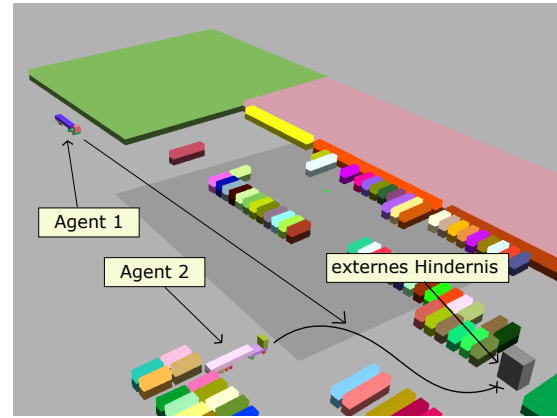


**Abbildung 7** Prüfung von Schleppkurven-Überschneidungen

Anhand der Geometriedaten des Sattelzugs und dem vorgegebenen Pfad kann zunächst eine Schleppkurve erstellt werden. Eine beispielhafte Schleppkurve ist in **Abbildung 7a** gegeben. Der Farbverlauf der Schleppkurve kodiert dabei, wann die entsprechenden Flächen erstmals von einem

Fahrzeugteil überstrichen werden. Je heller die Farbe, desto weiter ist der Pfadpunkt von der Startposition entfernt. Die Schleppkurve dient als Grundlagen für die Überprüfung auf mögliche Überschneidungen. In jedem Zeitschritt wird eine Hinderniskarte anhand der erhaltenen Polygone erstellt. Diese ist in **Abbildung 7b** dargestellt. Mithilfe einer logischen Konjunktion der beiden Karten entsteht eine neue Karte, welche die Überschneidungen der beiden Karten enthält. Diese Überschneidungen müssen anhand der aktuellen Pose bewertet werden. Ist das Fahrzeug bereits an der überschneidenden Stelle vorbeigefahren, so muss diese Überschneidung nicht betrachtet werden. In der Menge der vor dem Fahrzeug liegenden Überschneidungen wird die Überschneidung mit der minimalsten Distanz zum Fahrzeug als relevanteste eingestuft. Ist diese Distanz kleiner als ein gewählter Schwellwert  $d_s$ , wird das Fahrzeug gestoppt.

## 5 Anwendungsbeispiel



**Abbildung 8** Validierung der gesamten Simulation anhand eines Testszenarios

Um das Zusammenspiel aller Komponenten des Systems zu testen, wird ein fiktives Szenario auf einem Betriebshof nachgebildet. Zwei Agenten sollen sich koordiniert zu neuen Zielpositionen begeben. Die Geschwindigkeitsprofile sind dabei so berechnet, dass es an existierenden Pfadüberschneidungen zu keinem Zeitpunkt zu einer Kollision der Fahrzeuge kommt. Am Ende des Pfades des zweiten Fahrzeugs wird ein externes Hindernis platziert. Dadurch muss das Fahrzeug stoppen und blockiert den Weg des ersten Fahrzeugs. Das Szenario ist in **Abbildung 8** dargestellt. Nachdem die Eingabedaten eingelesen wurden, geschieht die Erzeugung der 3D-Welt und der Fahrzeuge automatisch. Wenn der Nutzer die Simulation startet, bewegen sich die Fahrzeuge entlang der vorgegebenen Pfade. Die jeweiligen Zeit-Distanz-Diagramme sind in **Abb. 9** angegeben. Ohne höherwertige Verfahren zum Disturbance-Handling stoppt Agent 2 zum Zeitpunkt 17 s aufgrund des detektierten Hindernisses und kann erst nachdem das Hindernis zum Zeitpunkt 62 s entfernt wurde, weiterfahren. Dadurch kommt auch Agent 1 zum Zeitpunkt 42 s zum stehen und kann erst nach 20 s weiterfahren.



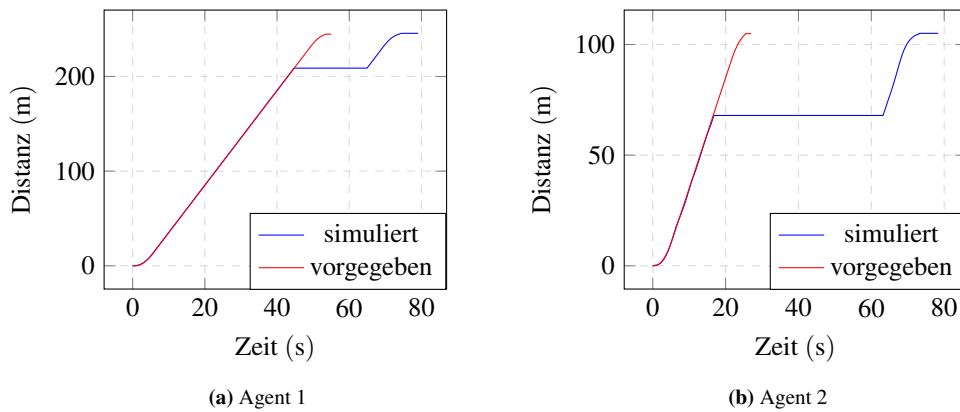


Abbildung 9 Zeit-Distanz Diagramme der Agenten

## 6 Zusammenfassung

In dieser Arbeit wurde ein Simulationsframework entwickelt, welches die kooperative Simulation mehrerer Sattelzüge erlaubt. Es wurde ein kinematisches Fahrzeugmodell in Modelica entwickelt, welches die Steuerung des Fahrzeugs durch die Vorgabe von Lenkwinkel  $\phi_0$  und Geschwindigkeit  $v$  erlaubt. Es konnte gezeigt werden, dass ohne Störgrößen in der Regelstrecke und unter Vernachlässigung dynamischer Effekte eine *open-loop*-Steuerung ausreichend ist, um das akkurate Abfahren eines vorgegebenen Pfades zu gewährleisten. Dies ermöglicht die Erprobung von Koordinationsalgorithmen bei niedrigen Geschwindigkeiten. Anhand eines LiDAR-Sensormodells wurde eine Methodik zur Objekterkennung auf Basis von 3D-Punktwolken erfolgreich evaluiert. Es konnte gezeigt werden, dass die resultierenden Objektdaten ausreichend sind, um eine kontinuierliche Überprüfung auf bevorstehende Kollisionen zu ermöglichen. Zudem wurde eine Architektur konzipiert, die das verteilte Simulieren der Agenten ermöglicht und damit den realen Systemaufbau bestmöglich nachbildet. Die Funktionstüchtigkeit der Simulationsumgebung wurde anhand eines Anwendungsbeispiels unter Beweis gestellt.

Die Simulationsumgebung kann in verschiedene Richtungen weiterentwickelt werden. Um die Fahrzeugsimulation realistischer zu gestalten, könnte ein kinetisches Fahrzeugmodell hinterlegt werden. Dank der modularen Architektur des Simulations-Frameworks kann dieses leicht an Stelle des kinematischen Modells eingebunden werden. Dadurch würden bei reiner Vorsteuerung größere Abweichungen von der Trajektorie entstehen. Um diese auszugleichen, könnte ein Punktfolgeregler implementiert werden. Als nächster Schritt muss der komplette Software-Stack eines helyOS-Agenten in die Simulation integriert werden. Zudem können Verfahren zum Disturbance-Handling wie SAFESTOP nun auf dieser Plattform erprobt und weiterentwickelt werden. Sobald die Funktionstüchtigkeit unter Beweis gestellt wurde, kann die Simulation durch Verwendung von Steuergeräten zu einem *Hardware-in-the-Loop*-System erweitert werden. Schlussendlich kann die Validierung anhand realer Fahrzeuge durchgeführt werden.

## 7 Literatur

- [1] Keppler, F.; Wagner, S; Janschek, K.: *SAFESTOP: Disturbance Handling in Prioritized Multi-robot Trajectory Planning*. In: Fourth IEEE International Conference on Robotic Computing (IRC) 2020, Nov. 2020, S. 226–231.
- [2] Garzón, M.; Spalanzani, A.: *An hybrid simulation tool for autonomous cars in very high traffic scenarios*. In: 15th International Conference on Control, Automation, Robotics and Vision 2018, Nov. 2018, S. 803-808.
- [3] Guodong, R. et al.: *LGSVL Simulator: A High Fidelity Simulator for Autonomous Driving*. In: arXiv:2005.03778 [cs, eess] (Juni 2020). arXiv: 2005.03778.
- [4] Nitzsche, G.; Wagner, S; Belov, N.; , Viol Barbosa, C.: *AutoTruck and helyOS: Enabling highly efficient yard operation by automation*. In: Transport Research Arena Conference (TRA), April 2020
- [5] Koenig, N.; Howard, A.: *Design and use paradigms for Gazebo, an open-source multi-robot simulator*. In: International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS), September 2004
- [6] Dosovitskiy, A.; Ros, G.; Codevilla, F.; Lopez, A.; Koltun, V.: *CARLA: An Open Urban Driving Simulator*. In: 1st Conference on Robot Learning (CoRL), November 2017
- [7] Krajzewicz, D.; Erdmann, J.; Behrisch, M.; Bieker, L.: *Recent Development and Applications of SUMO – Simulation of Urban Mobility*. In: International Journal on Advances in Systems and Measurements, vol 5 no 3 & 4, 2012
- [8] Schmittle, M. et al.: *OpenUAV: A UAV Testbed for the CPS and Robotics Community*. In: 9th International Conference on Cyber-Physical Systems (ICCPS), 2018
- [9] Riekert, P.; Schunck, T. E.: *Zur Fahrmechanik des gummbereiften Kraftfahrzeugs*. In: Ingenieur-Archiv, Juni 1940

# Automatisierte Erstellung vektorisierter HD-Karten in Autobahnszenarien

## Automated Generation of Vectorized HD Maps in Highway Scenarios

Stefan Schütte, Technische Universität Dortmund, Lehrstuhl für Regelungssystemtechnik, 44227 Dortmund, Deutschland, stefan.schuette@tu-dortmund.de

Niklas Stannartz, Technische Universität Dortmund, Lehrstuhl für Regelungssystemtechnik, 44227 Dortmund, Deutschland, niklas.stannartz@tu-dortmund.de

Martin Krüger, Technische Universität Dortmund, Lehrstuhl für Regelungssystemtechnik, 44227 Dortmund, Deutschland, martin2.krueger@tu-dortmund.de

Torsten Bertram, Technische Universität Dortmund, Lehrstuhl für Regelungssystemtechnik, 44227 Dortmund, Deutschland, torsten.bertram@tu-dortmund.de

### Kurzfassung

Die automatisierte Erstellung von HD-Karten besitzt das Potential, die Kosten für die notwendige Kartendatengrundlage für das automatisierte Fahren deutlich zu reduzieren. Üblicherweise wird jedoch die vorherige Kartierung durch ein Messfahrzeug vorausgesetzt. Die Verwendung von öffentlich zugänglichen Luftbildern zur Erstellung von HD-Karten bietet hier die Möglichkeit, Messfahrten zu ersetzen, da die Bodenauflösung der Daten in den letzten Jahren teilweise bis in den Zentimeterbereich gesteigert werden konnte. Dieser Beitrag vergleicht die mögliche geometrische Genauigkeit für ein Verfahren, das sowohl Daten von Messfahrten als auch Luftbilddaten verarbeiten kann.

### Abstract

The automated generation of HD maps has the potential to drastically reduce the costs of annotated map data necessary for automated driving. Common methods use data from mapping vehicles that produce georeferenced sensor measurements. The use of publicly available aerial imagery for generation of HD maps has the potential to replace drives with a mapping vehicle, as the ground resolution of the available data has been increased up to centimeter level. This contribution compares the possible geometric accuracy for a mapping method that works with types of data from mapping drives and aerial imagery.

## 1 Einleitung

Die Verfügbarkeit hochgenauer Karten (HD-Karten) ist für das automatisierte Fahren unerlässlich, da die am Fahrzeug verbauten Sensoren eine begrenzte Reichweite besitzen, sowie von Wettereinflüssen und Verdeckungen beeinträchtigt werden. Um spurgenaue aufgelöste Karten zu erstellen, wird üblicherweise ein mit Lidarsensoren ausgestattetes Messfahrzeug verwendet. Die so entstandenen Punktwolkenkarten werden anschließend mit hohem Personalaufwand auf Spurebene annotiert, um für Lokalisierungs- und Planungsaufgaben genutzt werden zu können. Wenn Karten automatisch erstellt werden, bei denen höchstens ein geringer Korrekturaufwand in der Nachbearbeitung besteht, wird die Bearbeitungszeit deutlich reduziert. Eine Automatisierung dieses Vorgangs kann daher dazu beitragen, Kosten für die Kartenerstellung zu senken und so die Verfügbarkeit von HD-Karten zu verbessern.

## 2 Verwandte Arbeiten

In der Literatur existieren verschiedene Verfahren zur automatisierten Erstellung von HD-Karten. In der aktuellen Literatur werden zur Detektion und Kartierung von Spurmarkierungen neuronale Netze verwendet [2, 6, 11], wobei

sich die Architekturen im Wesentlichen durch die Struktur der Eingangs- und Ausgangsdaten unterscheiden. Eingangsseitig existieren Methoden, die Spurmarkierungen in Kamerabildern des Egofahrzeugs detektieren. Methoden, die Lidar-Intensitäts-Karten oder akkumulierte Punktwolken verarbeiten, besitzen den Vorteil, dass die relative Position zum Fahrzeug im Rahmen der Sensorgenauigkeit direkt gemessen werden kann und durch Projektion in die Kartenebene kein zusätzlicher Fehler entsteht.

### 2.1 Verwendung von Lidardaten

Ansätze in der Literatur [2, 6, 7] verwenden Lidarpunktwolken, die in die Vogelperspektive (Bird's-Eye-View, BEV) projiziert und dann von einem neuronalen Netz verarbeitet werden. Hier können sowohl geometrische Informationen [2] als auch die Reflexionsintensität des Lasers [6] codiert werden. Auf diese Weise werden Intensitäts- und Höhenbilder der Fahrbahn erstellt, in denen ein neuronales Netz iterativ [6] oder in einem Single-Shot-Detektionsverfahren [2, 11] vorhandene Spurmarkierungen detektiert.

### 2.2 Verwendung von Bilddaten

Bei der Verwendung von Bilddaten ist zwischen den Methoden, die Spuren aus der Perspektive des Egofahrzeugs

detektieren [2, 5], und Methoden, die orthorektifizierte Bilder verwenden, bei denen Pixel geographischen Positionen zugeordnet sind [11], zu unterscheiden. Letztere haben bei Verfügbarkeit von genauen Orthophotos den Vorteil, die eingangs genannten Messfahrten vollständig ersetzen zu können. Weiterhin ist keine Reprojektion der Bilddaten wie in [2] notwendig, die zusätzliche Maßnahmen erfordern.

### 3 Problemformulierung

In Anlehnung an [2] wird in diesem Beitrag eine pixelweise Segmentierung als Problemformulierung verwendet. Dies gilt sowohl für die BEV-Lidar-Intensitätsbilder als auch für die Luftbilder. Jedoch prädiziert das Netz nicht direkt die Zugehörigkeit eines Pixels zu einer Spurmarkierung, sondern ermittelt ein Distanzmaß von der nächstgelegenen Spurmarkierung. Laut [2] verbessert die Prädiktion des Distanzmaßes die Möglichkeit zum Einbezug räumlicher Informationen. Im Gegensatz zu [6] wird hier keine rekurrente Struktur verwendet, die direkt vektorisierte Karten erzeugen kann. Die rekurrente Struktur in [6] wird benötigt, da a-priori keine Information über die Anzahl von Spuren im betrachteten Bereich zur Verfügung stehen. Hintergrund hierfür ist die erhöhte Modellkomplexität, die durch rekurrente Netzstrukturen entsteht [11]. Mit dieser steigt auch der Anspruch an die Größe des zur Verfügung stehenden Datensatzes.

#### 3.1 Auswahl der Eingangsdaten

Die Aufgabe der spurgenaue Kartierung kann durch die a-priori-Kenntnis bestimmter Lageinformationen vereinfacht werden. Steht eine straßengenaue SD-Karte (*Standard Definition*, nicht hochgenau) oder eine GPS-Referenztrajektorie eines Fahrzeugs zur Verfügung, können die Eingangsdaten des Netzes in ihrer Varianz deutlich beschränkt werden. In diesem Beitrag wird die Trajektorie des Messfahrzeugs im gewählten Bildausschnitt zentriert und das Bild parallel zur Trajektorie ausgerichtet. So liegen die Spurmarkierungen im Bild parallel zur x-Achse. Die Zentrierung und Orientierung bietet für die Kartierung von Autobahnen zusätzlich den Vorteil, dass Fahrtrichtungsinformationen bereits a-priori vorhanden sind. Das neuronale Netz muss damit nur die Detektion der Spurmarkierungen auf der Fahrbahn des Egofahrzeugs erbringen. Durch diese Beschränkung des Eingangsraums wird die direkte Verwendung von Orthophotos ermöglicht.

#### 3.2 Ausdünnen des Polygonzugs

Verfahren, die Polygonzüge durch pixelweise Segmentierung detektieren, prädizieren abhängig von der Auflösung der Ausgabe dichte Repräsentationen mit einer hohen Anzahl von Knoten, die die geometrische Genauigkeit nicht weiter verbessern.

Polygonzüge können mit unterschiedlichen Methoden in einen definierten, Optimalitätskriterien erfüllenden, ausgedünnten Zustand überführt werden. Die Methode in [16] wird in dieser Arbeit mit der gängigen Ramer-Douglas-Peucker-Methode [13] verglichen. Zentrale Vorteile einer Nachverarbeitung der pixelweise segmentierten und vektori-

sierten Karte mit einem ausdünnenden Verfahren sind der verringerte Speicherbedarf sowie der Aufwand für möglicherweise notwendige Korrekturen. Hierbei darf die geometrische Genauigkeit des detektierten Polygonzugs jedoch nicht durch das gewählte Verfahren beeinträchtigt werden.

## 4 Datensatz

Für die Untersuchungen in diesem Beitrag wurde mit dem Ouster OS1-64-Lidarsensor ein Datensatz von Autobahnfahrten im Raum Dortmund erstellt. Autobahnabschnitte werden gewählt, da für die korrekte Annotation der Spurbegrenzung vorhandene, im Lidar-Bild gut sichtbare Spurmarkierungen erforderlich sind. Die Luftbilder stammen aus öffentlich verfügbaren Quellen, die den Fahrtbereich der Messfahrt abdecken. Das Messfahrzeug ist mit einem RTK-GPS-System ausgestattet, durch welches eine Georeferenzierung der aufgezeichneten Daten möglich ist. Die aufgezeichnete Gesamtdistanz beträgt 75 km, daraus entstehen 351 Beispiele im Datensatz. Um eine Bewertung des Verfahrens zu ermöglichen, wird der Datensatz in Trainings-, Validierungs- und Testdaten unterteilt. Hierbei werden 70 % der Beispiele dem Trainingsdatensatz und je 15 % dem Validierungs- sowie Testdatensatz zugeordnet.

### 4.1 Lidarpunktwolken

Die vom Ouster OS1 mit einer Frequenz von 10 Hz aufgezeichneten Punktwolken werden zunächst über eine mit dem RTK-GPS bestimmte Distanz akkumuliert, um für das Netz eine gleichbleibende Struktur zur Verfügung zu stellen. In jeder  $0,1 \text{ m} \times 0,1 \text{ m}$  großen Rasterzelle des entstehenden Bildes wird die Lidarintensität des niedrigsten darin liegenden Punktes gewählt. Das Bild wird auf eine Größe von  $1.536 \text{ px} \times 512 \text{ px}$  beschränkt. Auf diese Weise kann der Einfluss von beweglichen Objekten in der Szene reduziert und der Boden sinnvoll extrahiert werden. Die aufgezeichneten Punktwolken werden über eine maximal gefahrene Distanz von 150 m akkumuliert.

### 4.2 Orthophotos

Die Datenbank [4] bietet orthorektifizierte Luftbilder des Landes NRW mit einer räumlichen Auflösung von  $0,1 \text{ m px}^{-1}$  im EPSG-25832-Referenzsystem. Die räumliche Lagegenauigkeit liegt nach Anbieterangaben im Dezimeterbereich. Für die Untersuchungen wird daraus ein am Messfahrzeug verankerter Bereich gewählt, um eine Vergleichbarkeit zu gewährleisten. In gleicher Weise kann jedoch auch eine öffentliche SD-Karte wie OpenStreetMap [12] genutzt werden, um relevante Bereiche der verfügbaren Orthophotokacheln zu bestimmen. Die Verwendung orthorektifizierter Bilder bietet gegenüber einer fahrzeugeigenen Kamera den Vorteil geographischer Genauigkeit, ohne eine Reprojektion des Bildes in die Ebene durchführen zu müssen.

### 4.3 Ground Truth

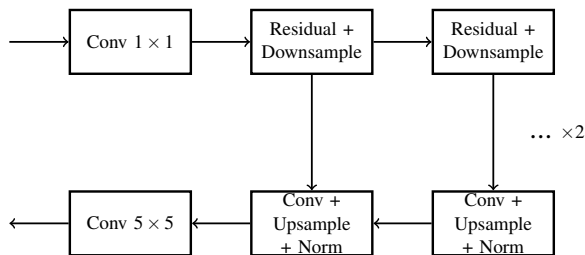
Die Ground Truth des Datensatzes ist eine vektorisierte Karte, welche die während der Autobahnfahrt aufgezeichneten Spurmarkierungen enthält. Zur Annotation werden die aufgezeichneten, in eine Ebene projizierten Lidardaten verwendet, in denen alle erkennbaren Spurmarkierungen in Fahrtrichtung durch Einfügen von Polygonzügen gekennzeichnet werden. Die Polygonzüge werden an Verzweigungsstellen der Spuren unterbrochen, um im Prädiktionsergebnis eine geometrisch und strukturell eindeutige Zuordnung zu ermöglichen.

## 5 Implementierung

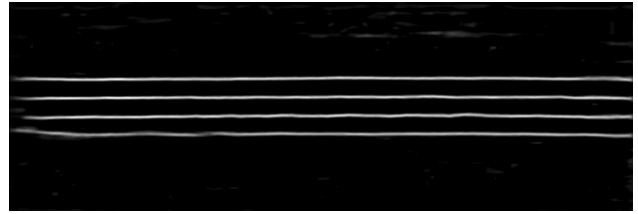
Das neuronale Netz wird in TensorFlow [1] implementiert. Die Architektur entspricht einer Erweiterung des Distance-Transform-Netzes [6]. Dabei wird das Netz zu einem vollständigen Feature-Pyramid-Network (FPN) [8] erweitert, um eine höhere Auflösung in der Distanztransformation zu gewährleisten. Dies ist notwendig, da im Gegensatz zu [6] nicht direkt eine vektorisierte Karte prädiziert sondern die Genauigkeit durch die Rasterauflösung beschränkt wird. Gleichzeitig wird die Zahl der Netzparameter deutlich reduziert, da der hier verwendete Datensatz nur ein Zehntel der Größe des Datensatzes in [6] besitzt. Diese Datenmenge stellt daher eine Beschränkung der Netzgröße für ein sinnvolles Training dar. Die Distanztransformation wird definiert als

$$x(d) = \begin{cases} 0 & \text{für } d > 8, \\ 8 - \lfloor d \rfloor & \text{sonst,} \end{cases} \quad (1)$$

wobei  $d$  den Abstand zur nächstgelegenen Spurmarkierung in Pixeln bezeichnet. Dem Feature-Pyramid-Network stehen auf jeder Skalenebene 32 Kanäle in den Convolutional Layers zur Verfügung. Nach der Faltung wird die ReLU-Nichtlinearität angewendet. In den Upsampling-Schichten kommt zusätzlich die Instance Normalization [17] zum Einsatz. **Abbildung 1** zeigt die Architektur des Netzes, mit der die pixelweise Schätzung des Distanzmaßes durchgeführt wird. Die Ausgabe des Netzes ist in **Abbildung 2** dargestellt.



**Abbildung 1** Netzarchitektur: Feature-Pyramid-Network. In den Residual-Schichten sowie den Convolution + Upsample-Schichten kommt jeweils eine Instance Normalization [17] zum Einsatz.



**Abbildung 2** Ausgabe des neuronalen Netzes mit Lidar-Intensitätsbild als Eingang. Pixelwerte beschreiben die Schätzung des inversen Distanzmaßes nach Gleichung 1.

### 5.1 Training

Als Kostenfunktion  $L$  für das Training wird der mittlere quadratische Fehler zwischen der Ground Truth der Distanztransformation  $\mathbf{P}_{\text{GT}}$  und dem prädizierten Bild  $\mathbf{P}_{\text{pred}}$  genutzt:

$$L = \frac{1}{n \cdot m} \sum_{i=0}^n \sum_{j=0}^m (\mathbf{P}_{\text{GT}}(i, j) - \mathbf{P}_{\text{pred}}(i, j))^2 \quad (2)$$

Die Gewichts Anpassung wird durch den *AMSGrad*-Optimierer [14] durchgeführt. Um Überanpassung zu vermeiden, wird ein *Weight Decay* [9] verwendet. Auf jede Residual Layer im Netz folgt je ein Spatial Dropout, durch den verschiedene Netzstrukturen zufällig realisiert werden [15]. Auch dieses Vorgehen dient der Vermeidung einer Überanpassung. Zusätzlich werden die Trainingsdaten mit verschiedenen Arten von Rauschen beaufschlagt. Weiterhin wird für jedes Beispiel eine zufällige Rotation um den Mittelpunkt von  $\theta \sim \mathcal{N}(0^\circ, 5^\circ)$  durchgeführt.

Alle Modelle werden für 200 Epochen trainiert und das Modell mit dem geringsten Fehler auf dem Validierungsdatensatz wird zur Bewertung des Verfahrens herangezogen. Die Trainingsparameter sind **Tabelle 1** zu entnehmen

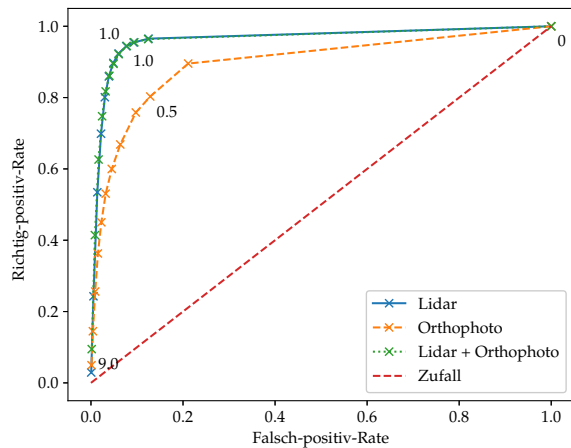
**Tabelle 1** Trainingsparameter

Parameter	Wert
Lernrate	0,001
Weight Decay	0,0001
Dropout-Rate	0,2

### 5.2 Weiterverarbeitung

Das vom neuronalen Netz in eine Abstandsmetrik überführte Rasterbild wird in ein Skelettbild umgewandelt, sodass eine auf ein Pixel Breite reduzierte Binärdarstellung, die Zugehörigkeit eines Pixels zur Spurmarkierung darstellt. Hierzu wird das Verfahren aus [18] verwendet.

Um Lücken in der Detektion zu vermeiden, wird auf dem Validierungsdatensatz ein nach *Receiver-Operating-Characteristic* [3] (**Abbildung 3**) optimaler Schwellwert für die Binarisierung bestimmt. Die Ausgabe der Binarisierung wird hierbei als pixelweise Segmentierung betrachtet. Anschließend wird zur Vektorisierung oben links im Skelettbild bei den selektierten Pixeln begonnen, Stützpunkte für Polygonzüge zu setzen. Dieses Verfahren entspricht der



**Abbildung 3** ROC-Kurve der trainierten Netze für pixelweise Segmentierung auf dem Validierungsdatensatz mit Schwellwerten zwischen 0 und 9. Die Kombination aus Lidar und Orthophoto zeigt keine klare Verbesserung im Vergleich zur exklusiven Verwendung des Lidar-Intensitätsbilds.

in [10] vorgestellten Vorgehensweise.

Um den Speicherbedarf zu reduzieren, werden die Polygonzüge ausgedünnt. In diesem Beitrag werden hierzu zwei Verfahren betrachtet. Das Verfahren von Ramer [13] bestimmt auf Basis der prädizierten Polygonzugknoten eine Untermenge, die aus den Knoten besteht, deren Wegfall im Ergebnis den größten Fehler gemessen als Abstand zwischen Linie und Punkt verursachen würde. Dadurch wird das Verfahren insbesondere bei verrauschten Polygonzügen von Ausreißern beeinträchtigt.

Im Gegensatz dazu verwendet das Verfahren in [16] einen optimalen linearen B-Spline für die Bestimmung einer neuen Polygonzugknotenmenge. Dies bietet gegenüber [13] den Vorteil, dass die Stützpunkte des Ergebnispolygonzugs keine Teilmenge der ursprünglichen Punktemenge sein müssen. Auf diese Weise können der Speicherbedarf und ein möglicher Korrekturaufwand minimiert werden.

Um sinnvolle Zusammenhänge zwischen den so generierten Polygonzügen herstellen zu können, müssen den Spurbegrenzungen, die in den Eingangsdaten erkennbar sind, je eine Fahrtrichtung und Fahrbahn zugeordnet werden. Im vorgestellten Verfahren geschieht dies implizit, indem nur Spurmarkierungen auf der eigenen Fahrbahn vom Netz detektiert werden sollen.

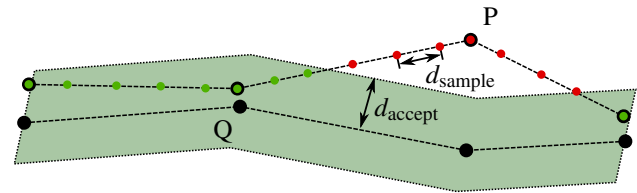
## 6 Ergebnisse

Im Folgenden werden die generierten Polygonzüge hinsichtlich der geometrischen Genauigkeit bewertet und verschiedene Situationen betrachtet, in denen das Verfahren nicht zu einem korrekten Detektionsergebnis kommt.

### 6.1 Bewertungsmetrik

Um die Abdeckung der Ground Truth durch prädizierte Polygonzüge zu bewerten, wird das in [6] vorgestellte Gütemaß verwendet. Hierbei wird eine für Polygonzüge ge-

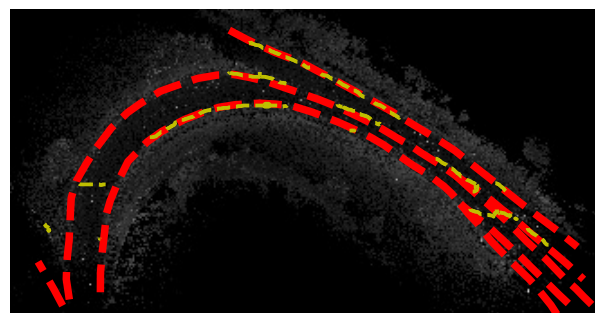
eignete Variante der Precision/Recall-Metrik gebildet, in der die Abdeckung des prädizierten Polygonzugs durch die Ground Truth und umgekehrt bestimmt wird. Die beiden zu untersuchenden Polygonzüge werden mit einer festgelegten Distanz neu abgetastet und die Anzahl der in einem Abstand zur Ground Truth liegenden Punkte als richtig positiv gewertet. **Abbildung 4** stellt die verwendete Metrik grafisch dar. Zur Bestimmung der Precision wird der prädizierte Polygonzug neu abgetastet und für jeden Abtastpunkt der Abstand zur Ground Truth bestimmt. Zur Bestimmung des Recall wird der Polygonzug der Ground Truth abgetastet und gleichermaßen bewertet.



**Abbildung 4** Bewertungsmetrik für Polygonzüge nach Precision und Recall. P bezeichnet den zu bewertenden Polygonzug, Q die Referenz.  $d_{\text{accept}}$  bezeichnet den maximalen zulässigen Abstand für richtig-positive Detektionen.

### 6.2 Qualitative Ergebnisse

Insbesondere stark gekrümmte Spurbereiche wie Auf- und Abfahrten zeigen im Prädiktionsergebnis Lücken. Dies ist auf die beschränkte Anzahl entsprechender Beispiele im Datensatz zurückzuführen. Weiterhin entspricht bei diesen Beispielen der Verlauf der Spur nicht der zur Vereinfachung der Aufgabe gewählten Parallelen zur X-Achse. **Abbildung 5** zeigt ein Beispiel mit hoher Krümmung im Straßenverlauf.

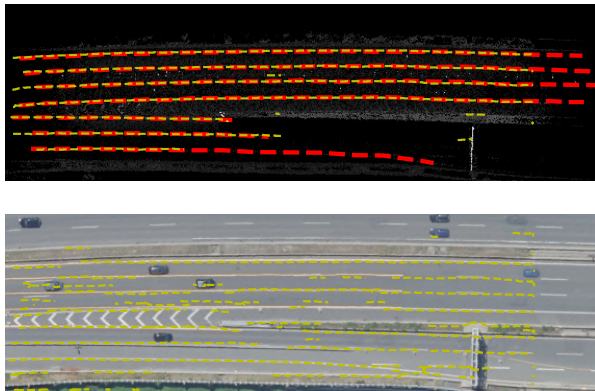


**Abbildung 5** Gekrümmte Fahrbahnabschnitte stellen für die Spurdetektion (gelb) eine größere Herausforderung dar, da im Trainingsdatensatz hierfür nur wenige Beispiele vorhanden sind.

**Abbildung 6** zeigt Aufnahmen eines Bereichs, in dem zum Aufnahmezeitpunkt des Luftbilds die Spurverläufe wegen einer Baustelle verändert waren. Die zusätzlichen Markierungen beeinträchtigen das Prädiktionsergebnis deutlich.



Das Lidar-Bild zum gleichen Abschnitt zeigt keine Veränderung des Spurverlaufs.



**Abbildung 6** Für Lidar und Luftbild als Eingangsdaten zeigen sich die Einflüsse unterschiedlicher Perspektiven. Das Lidar-Intensitätsbild (oben, Ground Truth in rot) wird unten von Verdeckung durch die Leitplanke beeinträchtigt, während im Orthophoto [4] die Detektion (gelb) durch zusätzliche Markierungen in einer Baustelle beeinträchtigt wird.

### 6.3 Quantitative Ergebnisse und Vergleich von Eingangsdaten

Die unterschiedliche Perspektive der aufgezeichneten Bilder wirkt sich auf die Genauigkeit der Prädiktion aus, insbesondere im Hinblick auf unterschiedliche Verdeckungen. **Abbildung 7** zeigt Beispiele für perspektivisch beding-



**Abbildung 7** Verdeckung in Luftbildern erschwert die Detektion von Spurmarkierungen. Fehldetektionen auf benachbarten Fahrbahnen schränken die direkte Verwendung des Ergebnisses in einer HD-Karte deutlich ein.

te Verdeckungen. Bei einer einzelnen Messfahrt sind hinsichtlich der Kartierung aus der Egoperspektive insbesondere die Verdeckung durch andere Verkehrsteilnehmer relevant, die für das Luftbild keinen Einfluss haben. Im Luftbild sind dagegen vertikale Verdeckungen der Spur relevant. **Tabelle 2** stellt die Ergebnisse der Prädiktion mit unterschiedlichen Eingangsdaten dar. Ein zulässiger Abstand von  $d_{\text{accept}} = 2\text{px}$  liegt dabei in der Größenordnung der Breite von Autobahnspurmarkierungen. Zentrale Einschränkung des Trainings mit Bilddaten ist die Annotation von Spurmarkierungen in der Lidarpunktwolke. Dies beschränkt die Möglichkeiten der Prädiktion auf Orthophotos auf die Fahrbahn des Egofahrzeugs, auch wenn weitere Fahrbahnen im Luftbild erkennbar sind. Die

**Tabelle 2** Vergleich von Precision und Recall bei unterschiedlichen Eingangsdaten. Precision und Recall werden für einen maximalen Abstand  $d_{\text{accept}}$  in Pixeln angegeben.

Methode	Pr (2px)	Re (2px)	Pr (5px)	Re (5px)
Lidar	0,584	0,624	0,672	0,712
Orthophoto	0,339	0,334	0,512	0,501
Lidar + Orthophoto	0,54	0,603	0,639	0,71

Beschränkung der Prädiktion auf die zentral im Bild liegende Fahrbahn ist für die weitere Verarbeitung auch für die Detektion im Luftbild notwendig, da das Detektionsergebnis anschließend auf Basis geometrischer Informationen zur HD-Karte einer Fahrbahn zusammengefasst wird. Das neuronale Netz muss somit zwischen Spuren, die zur Fahrbahn des Egofahrzeugs gehören und weiteren möglicherweise sichtbaren Markierungen zu unterscheiden lernen. Gelingt diese Unterscheidung nicht, führt dies zu einer deutlichen Verschlechterung der Precision-Metrik.

### 6.4 Einfluss der Ausdünnung

Das Entfernen von Knoten eines Polygonzugs bietet den Vorteil, die zu speichernde Datenmenge zu reduzieren, es kann sich jedoch negativ auf die Genauigkeit der Kartierung auswirken. Es existieren verschiedene Verfahren zur systematischen Ausdünnung von Polygonzügen [13, 16]. **Tabelle 3** stellt die Ergebnisse der Ausdünnung hinsichtlich Precision und Recall nach der in Unterabschnitt 6.1 beschriebenen Metrik dar. Darüber hinaus wird der Speicherbedarf für den Datensatz bestimmt.

**Tabelle 3** Vergleich von Precision, Recall und Speicherbedarf bei unterschiedlichen Ausdünnungsverfahren. Als Grundlage wird die Prädiktion des Lidar-Netzes verwendet.

Methode	Pr (2px)	Re (2px)	Knoten- dichte [ $\frac{1}{m}$ ]
Direkt	0,584	0,624	12,2
Ramer [13]	0,626	0,612	0,2
Stannartz u. a. [16]	0,543	0,496	0,08

Es zeigt sich, dass beide Verfahren zur Ausdünnung des Polygonzugs eine deutliche Reduktion der Knotendichte erreichen. Die Verbesserung in der Precision bei der Verwendung des Ramer-Douglas-Peucker-Verfahrens [13] ist darauf zurückzuführen, dass einzelne Knoten des Polygonzugs, die durch die gerasterte Ausgabe des neuronalen Netzes abseits der Spurmarkierung gesetzt wurden, entfernt werden. Bei gleicher Fehlertoleranz von  $\epsilon_{\text{tol}} = 0,1\text{m}$  erzeugt das Verfahren aus [16] Polygonzüge mit einer deutlich geringeren Knotendichte, dies geschieht im hier betrachteten Anwendungsfall jedoch auf Kosten von Precision und Recall.

## 7 Zusammenfassung

Dieser Beitrag stellt eine Methode dar, mit der aus Bildern oder bildähnlichen Daten Spurmarkierungen extrahiert werden können, die dann zu vektorisierten Karten weiterverarbeitet werden. Der Ansatz benötigt eine vergleichsweise geringe Menge an Trainingsdaten (verglichen mit [6]), um die Lage der Spurmarkierungen zu bestimmen. Durch die Ausdünnung des Polygonzugs werden der Speicherbedarf der vektorisierten Karte und Aufwand für Korrekturen reduziert. Die Verwendung von Orthophotos zur Erstellung von HD-Karten birgt das Potential einer weiteren Kostenreduktion bei der Kartierung. Einflüsse wie Verdeckung und das Alter des Bildmaterials erschweren jedoch die direkte Verwendung. Im vorgestellten Verfahren bietet die kombinierte Verwendung von Luftbild und Lidar-Intensitätsbild keinen Vorteil gegenüber der exklusiven Verwendung des Lidar-Intensitätsbildes.

Um die Validität der erzeugten Karte zu prüfen, kann der beispielübergreifende Zusammenhang der Spurmarkierung herangezogen werden. Bei Beispielen, die nicht am Anfang oder Ende einer Sequenz liegen, werden die Polygonzüge überlappend erzeugt, wodurch die Fusion zu einer Gesamtkarte ermöglicht wird, und einzelne falsch-positive Detektionen auf benachbarten Fahrbahnen ausgeschlossen werden können. Weiterhin kann die Ergänzung von SD-Karten zu HD-Karten unter Verwendung von Orthophotos für die großflächige Kartierung untersucht werden. Hier ist insbesondere die Übertragbarkeit des Verfahrens auf urbane Umgebungen von größtem Interesse, da hier oft direkte visuelle Informationen zur Spurbegrenzung fehlen.

## 8 Literatur

- [1] Abadi, M.; Agarwal, A.; Barham, P.; Brevdo, E.; Chen, Z.; Citro, C.; Corrado, G. S.; Davis, A.; Dean, J.; Devin, M.; Ghemawat, S.; Goodfellow, I.; Harp, A.; Irving, G.; Isard, M.; Jia, Y.; Jozefowicz, R.; Kaiser, L.; Kudlur, M.; Levenberg, J.; Mané, D.; Monga, R.; Moore, S.; Murray, D.; Olah, C.; Schuster, M.; Shlens, J.; Steiner, B.; Sutskever, I.; Talwar, K.; Tucker, P.; Vanhoucke, V.; Vasudevan, V.; Viégas, F.; Vinyals, O.; Warden, P.; Wattenberg, M.; Wicke, M.; Yu, Y.; Zheng, X.: *TensorFlow: Large-Scale Machine Learning on Heterogeneous Systems*, 2015. Software available from [tensorflow.org](http://tensorflow.org).
- [2] Bai, M.; Mattyus, G.; Homayounfar, N.; Wang, S.; Lakshmikanth, S. K.; Urtasun, R.: *Deep multi-sensor lane detection*. In: 2018 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS), S. 3102–3109. IEEE, 2018.
- [3] Fawcett, T.: *An introduction to ROC analysis*. Pattern Recognition Letters, 27(8):861–874, 6 2006.
- [4] Geobasis.NRW: *Digitale Orthophotos NRW*, 2010.
- [5] Guo, C.; Kidono, K.; Meguro, J.; Kojima, Y.; Oga-  
wa, M.; Naito, T.: *A Low-Cost Solution for Automatic Lane-Level Map Generation Using Conventional In-Car Sensors*. IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, 17(8):2355–2366, Aug. 2016.
- [6] Homayounfar, N.; Ma, W.-C.; Liang, J.; Wu, X.; Fan, J.; Urtasun, R.: *DagMapper: Learning to map by discovering lane topology*. In: Proceedings of the IEEE/CVF International Conference on Computer Vision, S. 2911–2920, 2019.
- [7] Kammel, S.; Pitzer, B.: *Lidar-based lane marker detection and mapping*. In: 2008 IEEE Intelligent Vehicles Symposium, S. 1137–1142, Juni 2008. ISSN: 1931-0587.
- [8] Lin, T.-Y.; Dollar, P.; Girshick, R.; He, K.; Hariharan, B.; Belongie, S.: *Feature Pyramid Networks for Object Detection*. In: 2017 IEEE Conference on Computer Vision and Pattern Recognition (CVPR). IEEE, 7 2017.
- [9] Loshchilov, I.; Hutter, F.: *Decoupled Weight Decay Regularization*. <http://arxiv.org/pdf/1711.05101v3>.
- [10] Mattyus, G.; Luo, W.; Urtasun, R.: *DeepRoadMapper: Extracting Road Topology from Aerial Images*. In: 2017 IEEE International Conference on Computer Vision (ICCV). IEEE, 10 2017.
- [11] Meyer, A.; Skudlik, P.; Pauls, J.-H.; Stiller, C.: *YOlinO: Generic Single Shot Polyline Detection in Real Time*. In: 2021 IEEE/CVF International Conference on Computer Vision Workshops (ICCVW). IEEE, oct 2021.
- [12] OpenStreetMap contributors: *OpenStreetMap*. <https://www.openstreetmap.org>, 2021.
- [13] Ramer, U.: *An iterative procedure for the polygonal approximation of plane curves*. Computer Graphics and Image Processing, 1(3):244 – 256, 1972.
- [14] Reddi, S. J.; Kale, S.; Kumar, S.: *On the Convergence of Adam and Beyond*. In: International Conference on Learning Representations, 2018.
- [15] Srivastava, N.; Hinton, G.; Krizhevsky, A.; Sutskever, I.; Salakhutdinov, R.: *Dropout: a simple way to prevent neural networks from overfitting*. The journal of machine learning research, 15(1):1929–1958, 2014.
- [16] Stannartz, N.; Theers, M.; Llarena, A.; Sons, M.; Kuhn, M.; Bertram, T.: *Comparison of Curve Representations for Memory-Efficient and High-Precision Map Generation*. In: 2020 IEEE 23rd International Conference on Intelligent Transportation Systems (ITSC), S. 1–6, 2020.
- [17] Ulyanov, D.; Vedaldi, A.; Lempitsky, V.: *Instance Normalization: The Missing Ingredient for Fast Stylization*.
- [18] Zhang, T.; Suen, C. Y.: *A fast parallel algorithm for thinning digital patterns*. Communications of the ACM, 27(3):236–239, 1984.



# Untersuchungen zur Nutzerakzeptanz eines aktiven Gaspedals für V2X-Szenarien

## Investigations on User Acceptance of an Active Gas Pedal for V2X Scenarios

Arjun Viswanathan, M.Sc.\*, Dipl.-Ing. (FH) Michael Titze, M.Sc., Prof. Dr.-Ing. Dirk Nissing, Fakultät Technologie und Bionik, Hochschule Rhein-Waal, Kleve-47533, Deutschland, arjun.viswanathan@hochschule-rhein-waal.de, michael.titze@hochschule-rhein-waal.de, dirk.nissing@hochschule-rhein-waal.de

### Kurzfassung

Untersucht wird die Möglichkeit, dem Fahrer mittels V2X (Fahrzeug zu Umgebung)-Informationen nur durch Nutzung haptischer Rückmeldungen am Gaspedal („Aktives Pedal“) als HMI (Mensch-Maschine-Interaktion) zur Verfügung zu stellen. In einer Nutzerakzeptanzstudie wird die Eignung eines aktiven Pedals als HMI sowie der Zusammenhang zwischen der Stärke der haptischen Rückmeldung auf die Reaktion des Fahrers sowie deren Nebeneffekte dieser Rückmeldung ermittelt. Die Ergebnisse dieser Studie liefern eine Teststrategie und tragen zur Entwicklung zukünftiger ADAS-Funktionen (Advanced Driver Assistance Systems) unter Verwendung aktiver Pedale mit neuen Technologien bei. Drei Szenarien, bilden die Grundlage der Tests, um die Fahrerreaktionen quantitativ und subjektiv zu untersuchen: Interaktionen mit Fußgängern, Annäherung an Ampeln mit wechselndem Signal und Annäherung an Kurvenabschnitte. Die Ergebnisse zeigen auf, dass in diesen Szenarien die Reaktion des Fahrers angeregt, die Situationsbereitschaft und das Bewusstsein erhöht wird und dabei das Verhalten des Fahrers nicht behindert wird und somit der Einsatz von aktiven Pedalen zur Sicherheit und Verbesserung der Fahrerreaktion beiträgt.

### Abstract

The possibility to provide the driver with V2X (vehicle to everything) information only by utilizing haptic feedback on the gas pedal (“active pedal”) as the HMI (human machine interface) is investigated. A user acceptance study is carried out to determine the suitability of an active pedal as the HMI along with the relationship between the strength of haptic feedback on the driver’s response as well as the determination of side effects from such feedback. The results from this study provides a testing strategy and contributes towards developing future ADAS (advanced driver assistance systems) functions utilizing active pedals with emerging technologies. Three scenarios namely interactions with pedestrians, approaching changing traffic signals and approaching curved sections form the basis of the tests to investigate the driver responses quantitatively and subjectively. Overall the results are promising as the utilization of active pedals in these scenarios prompt the driver’s response, increase situational readiness and awareness and does not hinder the driver’s behaviour.

## 1 Einleitung

Die Automobilindustrie hat dank der erhöhten technologischen Fähigkeiten in der Elektronik- und Kommunikationsindustrie eine Zunahme der ADAS-Funktionen erlebt. Die meisten ADAS-Systeme verwenden die auditiven oder visuellen Kanäle als HMI, um mit dem Fahrer zu interagieren, und es wurden Untersuchungen durchgeführt, die darauf hindeuten, dass diese Modalitäten überbeansprucht werden [1] und dass die haptische Modalität stark unzureichend genutzt wird [2]. Die Pedalbetätigung und das Lenkrad stellen eine wesentliche Interaktion mit dem Fahrer dar. Diese Studie konzentriert sich auf die Verwendung des Gaspedals. Das Ziel besteht darin, eine optimierte Mensch-Maschine-Interaktion zu schaffen, wenn man bedenkt, dass die kognitiven Fähigkeiten des Menschen im Gegensatz zu den schnell wachsenden technologischen Fähigkeiten endlich sind.

Dieser Beitrag konzentriert sich auf das Konzept der Verwendung aktiver Gaspedale mit der Kombination der 5. Generation der drahtlosen Kommunikation (5G) und V2X-Nachrichten wobei das aktive Gaspedal ausschließlich als HMI für neue ADAS-Funktionen

Verwendung findet. Dazu werden in dieser Studie auch Testszenarien vorgeschlagen und erforscht, in denen prädiktive ADAS-Funktionen konzipiert werden können, die ausschließlich aktive Gaspedale zur Interaktion mit dem Fahrer nutzen. Solche prädiktiven ADAS-Funktionen zielen darauf ab, den Fahrer durch diskrete Hinweise zu unterstützen und versuchen daher, den Zwangseingriff aktiver Sicherheitssysteme zu reduzieren und damit die allgemeine Verkehrssicherheit weiter zu erhöhen und führen gleichzeitig zu wirtschaftlichem Fahren. Fahrerreaktionen auf prädiktive ADAS-Funktionen, insbesondere in komplexen Verkehrsszenarien, in denen der Fahrer mit widersprüchlichen Informationen konfrontiert wird, sind entscheidend für die Weiterentwicklung robuster Fahrermodelle, die die Entwicklung und Akzeptanz autonomer Fahrzeuge unterstützen. Die in diesem Artikel vorgestellten Untersuchungen und Ergebnisse leisten einen Beitrag, die folgenden Fragen zu beantworten:

- Können intelligente Gaspedale ausschließlich als HMI für prädiktive ADAS-Lösungen mit 5G und V2X verwendet werden?
- Beeinflusst die Stärke des haptischen Feedbacks die Reaktionen des Fahrers?

- Wie würde das vorgeschlagene ADAS-Konzept einen wesentlichen Beitrag zur Fahrzeugentwicklung leisten?
- Kann die Verwendung aktiver Pedale als HMI in prädiktiven ADAS-Funktionen negative Auswirkungen auf das Fahrverhalten haben?

## 2 Stand der Technik

Der früheste Versuch, ein aktives Gaspedal zu entwickeln, besteht darin, einen Geschwindigkeitsbegrenzer gemäß den vom Fahrer festgelegten Grenzen zu verwenden [3]. In Studien zur Intelligent Speed Adaption (ISA) [4] wurde die Verwendung von aktiven Gaspedalen zur Begrenzung der Geschwindigkeit ausführlich untersucht, mit gemischten Ergebnissen, und dies kann teilweise durch den hohen Kraftaufwand erklärt werden, der zum Überwinden des Systems bei seiner Aktivierung erforderlich ist [5]. Der Einsatz aktiver Gaspedale zur kontinuierlichen Unterstützung und die Zusammenhänge mit unterschiedlichen haptischen Rückmeldungen können auf die Reaktionszeit des Fahrers für die Autofolgeaufgabe vor allem darauf hindeuten, dass der Fokus auf der Generierung von kontinuierlichen ADAS-Funktionen mit zusätzlichen Umgebungsinputs liegt [6]. Die Bedeutung der Verwendung eines aktiven Gaspedals als HMI wird in [7] anhand eines Frontalkollisionswarnsystems, das verschiedene HMIs vergleicht, demonstriert, und die Studien kamen zu dem Schluss, dass sich die Verwendung einer haptischen HMI im Vergleich zu anderen HMIs als vorteilhafter erwies. In den Studien von [8, 9] wurden aktive Gaspedale in Kombination mit anderen HMIs verwendet, um die Wirksamkeit von multimodalem Feedback zur Förderung wirtschaftlicher Fahrpraktiken durch ADAS-Funktionen zu testen.

Die Ergebnisse zeigten, dass die Sicherheit Vorrang vor wirtschaftlichem Fahren hat und dass multimodale HMI den Fahrer ablenken können, da die Rückmeldungen für den Nutzer nicht immer Verständlich und Plausibel erscheinen [9]. Die Stärke des haptischen Rückmeldung hängt von den persönlichen Präferenzen ab und geringe/mittlere Kräfte werden von [9] empfohlen.

## 3 Methoden & Vorgehensweise

Diese Studie basiert auf der Feststellung der Feedback-Akzeptanz und nicht auf dem Algorithmus-Design. Daher wird ein vollständig randomisiertes experimentelles Modell verwendet [10]. Um einen Vergleich zur Referenz ermitteln zu können, wird einer Kontrollgruppe randomisiert kein haptisches Feedback bereitgestellt ( $F_{\text{keinen}}$ ) und die andere Gruppe mit einer haptischen Rückmeldung versehen ( $F_{\text{haptisch}}$ ). Die Hälfte der Probanden wiederum erfährt eine Rückstellkraft von  $F_{\text{Niveau1}}=10\text{ N}$  und die andere Hälfte eine Rückstellkraft am Pedal von  $F_{\text{Niveau2}}=15\text{ N}$ . Die Ergebnissen werden aufgezeichnet und die Mittelwerte mit dem Mann Whitney U-Test (für nicht-normale Datensätze nach dem Shapiro Wilk-Test) oder dem two-sample t-test (für normale Datensätze nach dem Shapiro Wilk-Test) verglichen, um die Unterschiede einzuschätzen. Die lineare Korrelation zwischen Datensätzen wird mit dem Korrelationstest nach

Pearson untersucht. ANOVA (Analysis of Variance) wurde für die subjektiven Ergebnisse verwendet und eine PCA (Principal Components Analysis) definiert die wichtigsten semantischen Achsen aus den subjektiven Antworten des Nutzers.

### 3.1 Quantitative Methoden

Die SAE J2944 [11] Richtlinien für beste Messverfahren werden angewandt und die Pedalreaktionszeiten werden in Bezug auf die 1/5/75-Regel gemessen, wie in [11] angegeben. In dieser Studie wird die Zeit, in der die Änderung der Pedalposition um 5 % erfolgt, als Reaktionszeit definiert (Die Zeit, die für die 5%-Positionsänderung benötigt wird, wird in Bezug auf den Zeitpunkt gemessen, zu dem eine haptische Rückmeldung bereitgestellt wird, wie im Bild 1 dargestellt). Wird zum Zeitpunkt der haptischen Rückmeldung eine Änderung des Lenkwinkels von  $\pm 2^\circ$  beobachtet, wird dies als Beginn einer Lenkreaktion und als Nebeneffekt gewertet [12].

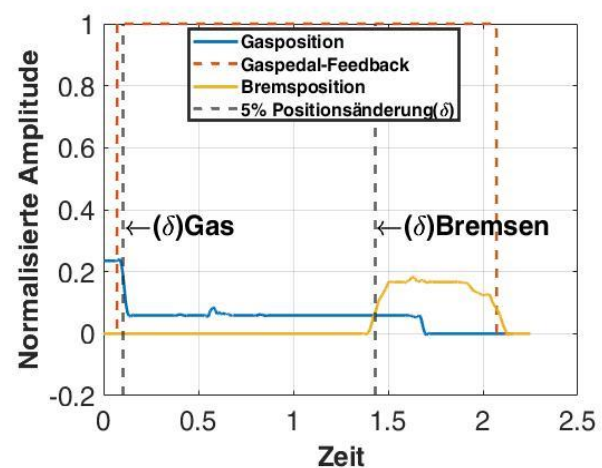


Bild 1 Beispiel- Reaktionszeitmessung

### 3.2 Subjektive Methoden

Die Antworten des Nutzers werden subjektiv anhand einer Kombination aus Kansei Engineering, NASA Task Load Index (TLX) und Post-Test-Interviews bewertet. Kansei Engineering hilft bei der Erfassung assoziierter Emotionen, wenn diese Technik mit einer von Osgood entwickelten semantischen Differenzskala kombiniert wird [7, 13, 14]. Diese Antworten werden weiter einer PCA unter Verwendung von ANOVA unterzogen. Die folgenden Wortpaare werden für diese Studie mit einer 7-Punkte-semantic Differenzskala verwendet: mächtig-schwach, lautlos-laut, unzusammenhängend-komponiert, statisch-dynamisch, arm-reich, hoch-tief, untypisch-typisch, günstig-teuer, angenehm-unangenehm, zuverlässig-unzuverlässig, nützlich-nutzlos, echt-künstlich, aufmerksam-unaufmerksam, abhängig-unabhängig, schwach-stark, hässlich-schön, heiter-düster, klein-groß, nicht mögen-mögen, wenig unterhaltsam-unterhaltsam, effektiv-ineffektiv, westlich-östlich, sicher-gefährlich, unaufdringlich-aufdringlich, effizient-ineffizient, verständlich-verwirrend. Der Standard Task Load Index (TLX) der NASA wird verwendet, um die Arbeitsbelastung verschiedener menschlicher Faktoren

eines Benutzers während der Durchführung eines Tests zu bewerten [15]. Posttest-Interviews (mündlich) werden verwendet, um Feedback vom Nutzer zu sammeln.

### 3.3 Beschreibung der Szenarien

Alle Szenarien sind nach den Richtlinien der SAE J2944 [11] aufgebaut, wobei die Abstände der Punktmassen verwendet werden, um den Abstand zwischen Objekten zu messen. In allen Szenarien fährt der Fahrer normal und erhält ein haptisches Feedback gem. der Fahrsituation. Die Pedalreaktionen und die Lenkreaktion des Fahrers werden aufgezeichnet. Die drei ausgewählten Testszenarien sind die Annäherung an eine Kurve mit hoher Geschwindigkeit, die Interaktion mit einem Fußgänger (VRU), der für den Fahrer verborgen ist, und die Annäherung an eine Ampel, die ein grünes Signal zeigt (wird aber auf rot wechseln bis das Fahrzeug dort angekommen ist) und zielen darauf ab, die Entwicklung prädiktiver Funktionen zu erforschen, um die Verkehrssicherheit, den Fahrkomfort sowie das wirtschaftliche Fahren nur mit aktivem Pedal, V2X-Nachrichten und 5G zu erhöhen.

#### 3.3.1 Schneller Kurven-Ansatz

Dieser Anwendungsfall zielt darauf ab, die Werte der Querbeschleunigung ( $a_y$ ) so zu begrenzen, dass dennoch ein hoher Fahrgastkomfort erhalten bleibt. Studien haben gezeigt, dass die optimalen Werte für die Querbeschleunigung ( $a_y$ ) für einen hohen Fahrgastkomfort unter  $1.8 \frac{m}{s^2}$  liegen und Querbeschleunigungen über  $3.6 \frac{m}{s^2}$  als unangenehm empfunden werden [16]. Dieser Anwendungsfall wird als Szenario A bezeichnet.

Testszenario: Die Fahrer fahren zunächst mit einer Geschwindigkeit ( $v$ ) von 70 km/h und fahren eine Serie von vier Linkskurven an, die durch eine Distanz von 800 m getrennt sind (Kurven mit einem Radius ( $R$ ) von 30 m). Ist die ermittelte Geschwindigkeit größer als durch die Formel  $[a_y = \frac{v^2}{R}]$  [17] für ( $a_y > 1.8 \frac{m}{s^2}$ ) berechnet, erhält der Fahrer 50 m vor Kurvenbeginn eine haptische Rückmeldung durch das Gaspedal.

#### 3.3.2 Ampel-Ansatz

Dieser Anwendungsfall zielt darauf ab, aktive Gaspedale mit Ampelassistenten zu integrieren. Ein Ampelassistent auf Basis von [18] wird übernommen und implementiert mit der Anpassung, dass der Fahrer nur dann einen warnenden haptischen Hinweis erfährt, wenn er die Kreuzung nicht rechtzeitig überqueren kann (die für den Fahrer sichtbare Ampel ist also noch grün). Dieser Anwendungsfall wird als Szenario B bezeichnet.

Testszenario: Der Fahrer fährt auf eine Stadt zu und bevor er in die Stadtgrenze einfährt, ist eine Kreuzung vorhanden. Daher muss der Fahrer vor der Einfahrt in die Stadt (nach der Ampel) auf 50 km/h verlangsamen. 140m vor der Ampel bekommt der Fahrer eine haptische Rückmeldung (die Ampel ist noch grün) und die Reaktionen werden überwacht.

#### 3.3.3 Abgelenkte Interaktionen mit Fußgängern

Dieser Anwendungsfall zielt darauf ab, Funktionen zur Erkennung von Fußgängerkollisionen in Gaspedale zu integrieren. Getestet wird ein Kollisionserkennungssystem basierend auf [19] mit V2P (Fahrzeug zu Fußgänger) und P2V (Fußgänger zu Fahrzeug) sowohl vom Fahrer als auch vom Fußgänger genutzt werden. Dieses System ist so modifiziert, dass der Fahrer bei 50 m statt bei 9 m eine Warnung erhält. [19]. Dieser Anwendungsfall wird als Szenario C bezeichnet.

Testszenario: Entlang der Fahrstrecke des Fahrers beginnt ein unaufmerksamer Fußgänger (für den Fahrer verborgen) die Straße zu überqueren (VRU und Fahrer können bei einer wahrscheinlichen Kollision benachrichtigt werden) und 40 m vor einer wahrscheinlichen Kollision erhält der Fahrer eine Warnung durch einen haptischen Hinweis.

### 3.4 Probanden

Insgesamt nahmen 22 Probanden an den Tests teil und die Ergebnisse von zwei Teilnehmern wurden aufgrund unvorhergesehener Vorfälle von der Studie ausgeschlossen. Die Fahrer nahmen freiwillig teil und die verwendeten Daten stammen von Teilnehmern im Alter von 21 und 56 Jahren. Alle Teilnehmer besaßen einen gültigen Führerschein und fuhren mindestens 500 Kilometer pro Jahr.

### 3.5 Fahrsimulator



Bild 2 Simulator-Testaufbau

Der Fahrsimulator besteht aus einem Rennsitz, einem Force-Feedback-Lenkrad (Bild 2) und einem Satz aktiver Pedale (Bild 3), die nur Gas- und Bremspedal enthalten. Ein DS1006-Simulator und IPG Carmaker bilden die Simulationsumgebung, und die Daten werden mithilfe eines Computers aufgezeichnet. Das Pedal kann sich um einen Drehpunkt frei drehen und der Motor ist an diesem Punkt über einen Riemenantrieb befestigt. Die Position des Pedals kann durch die Steuerung des Motorstroms beeinflusst werden und diese Konfiguration kann eine maximale Kraftrückführung von ungefähr 15 N bieten [20]. Das Pedal ist auch über ein mechanisches Gestänge mit einem linearen Potentiometer verbunden. Darüber lässt sich die aktuelle Position des Pedals messen und ist im HIL-Simulator integriert. Das dem Fahrer auferlegte haptische Feedback hält für die Dauer von zwei Sekunden an. Die für die Experimente verwendete Abtastzeit beträgt 1 Millisekunde (ms).

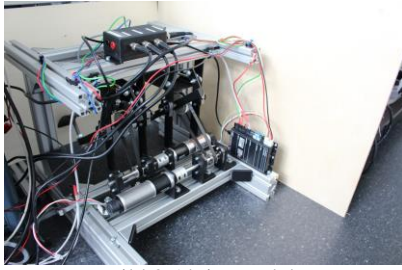


Bild 3 Aktive Pedale

### 3.6 Testprozedur

Die gesamte Testmethode ist in zwei Sitzungen unterteilt und dauert insgesamt etwa anderthalb Stunden für jeden Probanden. In der ersten Sitzung lernen die Teilnehmer die Umgebung und den Simulator kennen, füllen grundlegende relevante Informationen aus und erhalten Sicherheitsinformationen. Sie fahren auf Demostrecken und werden in den Simulator eingeführt und durch eine Übung in Kansei Engineering eingeführt. Die zweite Sitzung wird mit einem kurzen Briefing über die Dauer der Tests durchgeführt und es wird auch explizit darauf hingewiesen, dass nur auf einigen Teststrecken ein haptisches Feedback gegeben wird. Innerhalb dieser Session fahren die Teilnehmer auf zwölf Teststrecken, wobei nur sechs Teststrecken innerhalb der Studie verwendet werden (die drei beschriebenen Szenarien mit und ohne haptisches Feedback) und die anderen sechs Teststrecken verwendet werden, um die Fahrer während des Tests zu beschäftigen. Nach erfolgreichem Befahren aller Strecken werden die Teilnehmer gebeten, einen Kansei-Fragebogen und den NASA Task Load Index (TLX)-Fragebogen auszufüllen und werden mündlich um Feedback gebeten.

## 4 Ergebnisse

### 4.1 Bremsverhalten

Da dem Fahrer eine haptische Rückmeldung über das Gaspedal gegeben wird, ist in den meisten Fällen eine langsamere Bremsreaktion zu beobachten. Die Ergebnisse für jedes Szenario zwischen diesen beiden Kontrollgruppen des haptischen Feedbacks ( $F_{\text{haptisch}}$  und  $F_{\text{keinen}}$ ) werden verglichen, um zu untersuchen, ob ein statistisch signifikanter Unterschied besteht (ein merklicher Unterschied in den mittleren Reaktionszeiten, wenn zwei Stichproben innerhalb dieser Gruppen ausgewählt werden). Die Ergebnisse zeigen, dass in zwei Szenarien die durchschnittliche Zeit zur Bremsung steigt. Dies ist dadurch zu begründen, dass der Nutzer die Geschwindigkeit des Fahrzeuges durch das Feedback des Gaspedals anpasst, was eine spätere Bremsung erfordert. Dies wird auch durch die Analyse der Standardabweichung bestätigt: Die Standardabweichung reduziert sich in zwei Szenarien, was auf eine stärkere „Führung“ des Nutzers durch das aktive Gaspedal hinweist (Mann Whitney U-Test,  $p = 0,507$  (Szenario A),  $p = 0,316$  (Szenario B), two-sample t-test:  $p = 0,03$  (Szenario C)).

Die Mittelwerte der Bremsreaktionen für die beiden Gruppen mit haptischem Feedback wurden ebenfalls

verglichen und hier zeigten sich keine signifikanten Unterschiede.

Gruppe	Szenario	A	B	C
$F_{\text{haptisch}}$	Nr. von Proben	80	20	20
	Nr. von Ergebnissen	28	19	14
	Durchschnitt (ms)	607.8	5018.4	1416.8
	Standardabweichung (ms)	752.2	1776.1	440.7
$F_{\text{keinen}}$	Nr. von Proben	80	20	20
	Nr. von Ergebnissen	35	18	16
	Durchschnitt (ms)	730	4316.9	1011.7
	Standardabweichung (ms)	964.7	2270.4	142.9
Relative Änderung in std. Abweichung (%)		22.7 ↓	21.7 ↓	308 ↑

Tabelle 1 Bremspedalreaktionszeiten

### 4.2 Reaktionszeiten des Fahrers in Bezug auf das Gaspedal

Da dem Fahrer eine haptische Rückmeldung gegeben wird, wird in den meisten Fällen eine positive Reaktion beobachtet, d. h. eine Bereitschaft, die Füße vom Pedal zu nehmen. Das wichtigste Ergebnis ist, dass bei der Kontrollgruppe mit 15 N die Reaktionszeiten höher sind als bei der Kontrollgruppe mit 10 N und auch die allgemeine Reaktion der Teilnehmer in Szenario A gering ist. Auch hier konnte zwischen der Kontrollgruppe mit 10 N haptischem Feedback und der Gruppe mit 15 N haptischem Feedback kein signifikanter Unterschied festgestellt werden.

(Mann Whitney-U-Test,  $p = 0,371$  (Szenario A),  $p = 0,222$  (Szenario B),  $p = 0,704$  (Szenario C))

Gruppe	Szenario	A	B	C
$F_{\text{Niveau1}}$	Nr. von Proben	44	11	11
	Nr. von Ergebnissen	14	10	10
	Durchschnitt (ms)	166.14	169.28	197.56
	Median(ms)	77.5	48	63
$F_{\text{Niveau2}}$	Nr. von Proben	36	9	9
	Nr. von Ergebnissen	15	7	8
	Durchschnitt (ms)	305.73	100.85	416.55
	Median(ms)	73.5	36	69

Tabelle 2 Gaspedalreaktionszeiten

### 4.3 Gaspedal- vs. Bremspedal- reaktionszeit

Die Ergebnisse beider Gruppen ( $F_{\text{Niveau1}}$  und  $F_{\text{Niveau2}}$ ) sowie die Untersuchungen von Gaspedalreaktionszeiten und Bremsverhalten wurden miteinander verglichen. Unter zu Hilfenahme der Pearson Korrelation wurden die Daten auf einen linearen Zusammenhang hin untersucht. Für eine Krafterückkopplung von 10 N ergibt sich ein Pearson-Korrelationswert von  $r = 0,749$  (Szenario A),  $r = -0,912$  (Szenario B),  $r = -0,657$  (Szenario C)) und für 15 N Krafterückkopplung wurde ein Pearson-



Korrelationswert von  $r = -0,164$  (Szenario A),  $r = -0,302$  (Szenario B),  $r = -0,126$  (Szenario C) ermittelt). Dies kann vorsichtig als Versuch interpretiert werden, ob bei einer Änderung der Größe der Kraftrückkopplung ein linearer oder umgekehrt linearer Zusammenhang der Reaktionszeiten zwischen dem Gaspedal und dem Bremspedal besteht. Wenn die absolute Größe eines Tests einen  $r$ -Koeffizienten von mehr als 0,7 aufweist, weist dies auf die starke „lineare“ Beziehung hin. Es wird beobachtet, dass für eine Kraft von 10 N im Vergleich zu 15 N eine stärkere lineare/umgekehrte-linear Beziehung besteht.

#### 4.4 Effekte verursacht durch haptisches Feedback auf Lenkverhalten

Effekte durch haptische Rückmeldungen auf das Lenkverhalten werden nur für Szenario B untersucht, da eine erforderliche Lenkreaktion fehlt und der Fahrer daher eine Geradeausfahrt einhalten müsste. Die in den Szenarien gemessenen durchschnittlichen Lenkwinkel liegen bei den Kontrollgruppen  $F_{\text{haptisch}}$  und  $F_{\text{keinen}}$  in einem Bereich von  $\pm 2^\circ$ . Damit lässt sich eindeutig bestimmen, dass kein Fahrer schockiert oder überrascht ist, wenn eine haptische Rückmeldung durch das Gaspedal gegeben wird.

#### 4.5 Subjektive Ergebnisse

##### 4.5.1 Kansei-Methode

Bei der Auswertung werden die Kansei-Wörter mit niedrigen Werten auf der semantischen Skala für den weiteren Vergleich bei der Identifizierung der Hauptkomponenten mit einer Einweg-ANOVA weggelassen, da ihr Beitrag zur Gesamtvarianz relativ gering ist. Für die Hauptkomponenten für die Menge aller an der Studie teilnehmenden Individuen erhält man fünf Hauptkomponenten, die zu 80 % der Gesamtvarianz beitragen. Als wesentliche Komponenten können die allgemeine subjektive Akzeptanz, Zuverlässigkeit, Einstellung zum haptischen Feedback, Eigenschaften des Feedback-Signals, Preisbedenken bezüglich der ADAS-Funktion genannt werden.

Die erste Hauptkomponente, die den größten Teil der Varianz beisteuert, besteht aus den Variablen effizient, akzeptabel, fröhlich, verständlich, schön, nützlich, klar und unterstützend und daher wird diese Gruppe als die „gesamte subjektive Benutzerakzeptanz“ bezeichnet und trägt zu 45,66% der Gesamtvarianz der Benutzerantworten bei. Dieselbe Hauptkomponente trägt 48,4 % zur Varianz bei, wenn Benutzer mit haptischem Feedback von 10 N versorgt werden, und trägt auch zu 54,12 % der Varianz bei, wenn Benutzer einem haptischen Feedback von 15 N ausgesetzt sind.

##### 4.5.2 NASA TLX

Die Untersuchung der Daten mit dem NASA TLX ergibt, dass Teilnehmer, die mit 10 N haptischem Feedback ausgesetzt waren, eine Gesamtpunktzahl von 59,4 von 100 erreichen, während Teilnehmer, die einem stärkeren Force-Feedback ausgesetzt waren, eine niedrigere Gesamtpunktzahl von 47,81 von 100 hatten.

#### 4.5.3 Post Test Gespräche

In Gesprächen nach dem Test wurde meist das Fehlen eines realistischen Fahrgefühls bemängelt. In Bezug auf das haptische Feedback wurde die Qualität des haptischen Reizes kritisiert. Die Probanden hätten sich eine Einordnung der verschiedenen Reize in Bezug auf mögliche ADAS-Funktionen gewünscht.

### 5 Diskussion

Die Möglichkeit, prädiktive ADAS-Funktionen ausschließlich unter Verwendung von haptischem Feedback am Gaspedal zu entwickeln, wurde untersucht. Ein vielversprechendes Ergebnis in Bezug auf die Reduktion der Reaktionszeiten bei Einbringung eines haptischen Feedbacks auf Gaspedal konnte festgestellt werden. Weiter konnte eine erhöhte Aufmerksamkeit bei den Probanden festgestellt werden, was möglicherweise als Bereitschaftszustand sich nähernder Gefahr zu deuten ist. Positiv ist auch zu werten, dass die Teilnehmer nicht schockiert oder überrascht sind, wenn sie ein haptisches Feedback erhalten und eine Geschwindigkeitsreduzierung gemessen werden konnte. Nach Abschluss der Testreihe wird empfohlen, ein stärkeres Feedback (15 N) einzuführen, da dies zu einer insgesamt geringeren mentalen Belastung mit nur geringfügigen Unterschieden in den Reaktionszeiten im Vergleich zur Kontrollgruppe führt, die einem 10 N Kraft Rückmeldung ausgesetzt war.

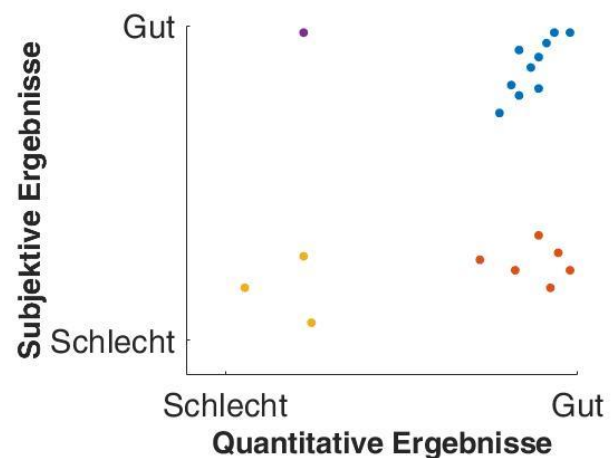


Bild 4 Qualitativer Vergleich der Ergebnisse

Qualitativ (Bild 4) zeigten im Vergleich der Ergebnisse 10 Probanden entsprechend gute Reaktionszeiten sowie subjektive Akzeptanz, 6 Probanden zeigten gute Reaktionszeiten, aber sehr geringe subjektive Akzeptanz aufgrund höherer Frustrationen. Drei Probanden gaben an, dass sie ein solches System subjektiv befürworteten, obwohl die Reaktionszeiten in allen Szenarien immer hoch waren, und ein Proband lehnte das System stark ab, obwohl die Reaktionszeiten besser als die durchschnittlichen Reaktionszeiten waren. Auf Grundlage der quantitativen Ergebnisse und der subjektiven Ergebnisse sowie des Feedback-Gesprächs nach dem Test wird empfohlen, dem Fahrer eine Vielzahl verschiedener möglicher Signale und auch Stärken bereitzustellen. Neben einer Möglichkeit der Personalisierung des jeweiligen Feedbacks sollte



zusätzlich eine Klassifizierung der einzelnen Feedback Muster in Bezug auf ADAS-Funktionen erfolgen. Die Akzeptanz des haptischen Feedbacks war in Situationen wie beispielsweise der Interaktion mit Fußgängern, oder dem Heranfahren an Ampeln verglichen mit den anderen Szenarien höher. Keine aussagekräftigen Ergebnisse konnten in dieser Studie für das Heranfahren an gekrümmte Streckenabschnitte oder schwer einsichtige Stellen gewonnen werden.

Die Ergebnisse können als Beitrag für zukünftige prädiktive ADAS-Funktionsentwicklungen gesehen werden. Durch der Verwendung des SAE J2944-Standards sowie der zusätzlich verwendeten quantitativen und qualitativen Methoden, konnte ein ganzheitlicheres Ergebnis für die Bewertung möglicher zukünftiger Funktionen gezeigt werden. Weitere zukünftige Arbeiten können auf die Entwicklung prädiktiver Algorithmen abzielen. Eine größere Probandenzahl zur Überprüfung der gewonnenen Ergebnisse ist anzustreben.

## 6 Zusammenfassung und Ausblick

In dieser Studie wurde die Eignung untersucht, ein aktives Pedal als einziges HMI in Kombination mit V2X-Informationen in vorausschauenden ADAS-Funktionen mit widersprüchlichen Informationen für den Fahrer zu verwenden. Da die Fahrer positiv auf die diskreten Hinweise reagieren, besteht die Möglichkeit, solche Funktionen zu entwickeln. Ein starker Zusammenhang zwischen Art und Größe des haptischen Feedbacks und den Reaktionen des Fahrers kann nicht festgestellt werden, daher wird empfohlen, Kräfte in der Größenordnung von 15 N einzusetzen, da dies dem Fahrer noch die Möglichkeit gibt, das Feedback zu übersteuern. Zur Absicherung der Ergebnisse ist eine Nutzerstudie mit einer größeren Teilnehmerzahl und größeren Varianz der Nutzereigenschaften (z. B. Alter) anzustreben.

## 7 Literatur

- [1] Recarte, M.A. and L.M. Nunes, *Mental workload while driving: effects on visual search, discrimination, and decision making*. Journal of experimental psychology: Applied, 2003. **9**(2): p. 119.
- [2] Birrell, S.A., M.S. Young, and A.M. Weldon, *Vibrotactile pedals: provision of haptic feedback to support economical driving*. Ergonomics, 2013. **56**(2): p. 282-292.
- [3] Saad, F. and G. Malaterre, *La regulation de la vitesse: Analyse des aides au controle de la vitesse*. Speed Regulation: Analysis of Measures to Control th Speed) ONSER (in French), 1982.
- [4] Várhelyi, A., *Speed management via in-car devices: effects, implications, perspectives*. Transportation, 2002. **29**(3): p. 237-252.
- [5] Hjälm Dahl, M. and A. Várhelyi, *Speed regulation by in-car active accelerator pedal: Effects on driver behaviour*. Transportation Research Part F: Traffic Psychology and Behaviour, 2004. **7**(2): p. 77-94.
- [6] Mulder, M., *Haptic gas pedal feedback for active car-following support*. 2007.
- [7] De Rosario, H., et al., *Efficacy and feeling of a vibrotactile Frontal Collision Warning implemented in a haptic pedal*. Transportation research part F: traffic psychology and behaviour, 2010. **13**(2): p. 80-91.
- [8] Azzi, S., et al., *Eco-driving performance assessment with in-car visual and haptic feedback assistance*. Journal of Computing and Information Science in Engineering, 2011. **11**(4).
- [9] Hibberd, D., A.H. Jamson, and S.L. Jamson, *The Effects of an Eco-Driving Interface on Driver Safety and Fuel Efficiency*. 2015.
- [10] Montgomery, D.C., *Design and analysis of experiments*. 2017: John Wiley & sons.
- [11] Engineers, S.o.A., *Operational definitions of driving performance measures and statistics*. 2015, Society of Automotive Engineers Warrendale, PA.
- [12] McGehee, D.V., et al., *Quantitative analysis of steering adaptation on a high performance fixed-base driving simulator*. Transportation Research Part F: Traffic Psychology and Behaviour, 2004. **7**(3): p. 181-196.
- [13] Nagamachi, M. *Kansei engineering: the implication and applications to product development*. in *IEEE SMC'99 Conference Proceedings. 1999 IEEE International Conference on Systems, Man, and Cybernetics (Cat. No. 99CH37028)*. 1999. IEEE.
- [14] Osgood, C.E., G.J. Suci, and P.H. Tannenbaum, *The measurement of meaning*. 1957: University of Illinois press.
- [15] Hart, S.G. *NASA-task load index (NASA-TLX); 20 years later*. in *Proceedings of the human factors and ergonomics society annual meeting*. 2006. Sage Publications Sage CA: Los Angeles, CA.
- [16] Xu, J., et al., *An Experimental Study on Lateral Acceleration of Cars in Different Environments in Sichuan, Southwest China*. Discrete Dynamics in Nature and Society, 2015. **2015**: p. 494130.
- [17] Abe, M., *Vehicle handling dynamics: theory and application*. 2015: Butterworth-Heinemann.
- [18] Olaverri Monreal, C., J. Errea-Moreno, and A. Díaz, *Implementation and Evaluation of a Traffic Light Assistance System Based on V2I Communication in a Simulation Framework*. Journal of advanced transportation, 2018. Volume 2018.
- [19] Hussein, A., et al. *P2V and V2P communication for pedestrian warning on the basis of autonomous vehicles*. in *2016 IEEE 19th International Conference on Intelligent Transportation Systems (ITSC)*. 2016. IEEE.
- [20] Viswanathan, A., *Investigation Of Driver Responses On A Throttle Haptic Feedback System*. Masterarbeit. Hochschule Rhein-Waal. 2019.

# Identifikation von Anwendungsfeldern für DevOps Praktiken im Maschinen- und Anlagenbau

## Identification of Application Fields for DevOps Practices in Mechanical and Plant Engineering

Tobias Haschke\*, M.Sc., [haschke@igmr.rwth-aachen.de](mailto:haschke@igmr.rwth-aachen.de),

Felix Hund\*, B.Sc., [hund@igmr.rwth-aachen.de](mailto:hund@igmr.rwth-aachen.de),

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Burkhard Corves\*, [corves@igmr.rwth-aachen.de](mailto:corves@igmr.rwth-aachen.de)

\*RWTH Aachen University, Institut für Getriebetechnik, Maschinendynamik und Robotik, 52062 Aachen, Deutschland

### Kurzfassung

Der Entwicklungsansatz DevOps wird in der IT-Branche zunehmend für die Auslieferung von Werten verwendet und stellt eine Chance für die zeitgemäße Entwicklung von cyber-physischen Maschinen und Anlagen dar. Jedoch ist der direkte Transfer auf den Maschinen- und Anlagenbau (M&A) nicht gegeben. Entsprechend werden die drei Wege von DevOps aufbereitet und darauf aufbauend sechs Voraussetzungen für den M&A abgeleitet.

Mit der Definition von Entwicklungsprinzipien und der Einordnung in den aktuellen Entwicklungskontext ergibt sich eine angepasste Entwicklungspipeline. Trotz der allgemeinen Darstellung ist eine Nutzung von DevOps nicht für alle Produkte sinnvoll. Deshalb setzt eine qualitative Analyse den Aufwand und Nutzen verschiedener DevOps-konformer Entwicklungstätigkeiten für vier Produktionsstrategien ins Verhältnis.

Insgesamt ergibt sich, dass DevOps im M&A einen systematischen Ansatz zur Erzeugung einer Ende-zu-Ende Wertschöpfungskette bietet und am ehesten bei Produkten mit langer Lebensdauer bzw. hohen Stückzahlen eingesetzt werden kann.

### Abstract

The DevOps development approach is increasingly used in the IT industry for the delivery of value and represents an opportunity for the contemporary development of cyber-physical machines and plants. However, the direct transfer to machine and plant engineering (M&A) is not given. Accordingly, the three paths of DevOps are prepared and, based on this, six prerequisites for M&A are derived.

With the definition of development principles and the classification in the current development context, an adapted development pipeline results. Despite the general presentation, the usage for all kind of products is sensible. Therefore, a qualitative analysis puts the effort and benefit of different DevOps-compliant development activities into relation for four production strategies. Overall, DevOps in M&A offers a systematic approach to creating an end-to-end value chain and is most likely to be used for long-life or high-volume products.

## 1 Einleitung

Unternehmen der Informationstechnologie (IT) zeigen, dass komplexe Produkte wie soziale Netzwerke, Cloud-Plattformen oder Desktopanwendungen im laufenden Betrieb in kurzen Zykluszeiten stetig weiterentwickelt werden können. Um dies zu erreichen, müssen die Entwicklung (engl. Development, kurz Dev) und der Betrieb (engl. Operations, kurz Ops) dieser Produkte möglichst fehlerfrei und unter hohem Durchsatz miteinander arbeiten. Zur methodischen Sicherstellung und beständigen Verbesserung der Zusammenarbeit beider Aufgabenbereiche hat sich das Framework DevOps (Kunstwort aus den englischen Abkürzungen) etabliert. Da auch im Maschinen- und Anlagenbau (M&A) Werte von der Entwicklung bis in den Betrieb überführt werden, überprüft dieser Beitrag ausgewählte DevOps Praktiken auf deren Übertragbarkeit.

Zu Beginn werden die drei methodischen Wege von DevOps vorgestellt, zugrunde liegende Ziele benannt und damit verbundene Methoden aufgearbeitet.

Anschließend erfolgt die Analyse der Transfermöglichkeiten aus dem IT-Umfeld auf den M&A. Dabei werden

infrastrukturelle und produktseitige Voraussetzungen identifiziert und darauf aufbauend DevOps konforme Entwicklungsprinzipien abgeleitet. Um eine verständliche Übersicht zu erzeugen, werden diese zu bereits etablierten Entwicklungsmethoden in Beziehung gesetzt.

Die Vor- und Nachteile der ermittelten Tätigkeiten werden qualitativ bestimmt und deren Auswirkungen auf die Phasen des Produktlebenszyklus abgeleitet. Mit Hilfe der Fertigungsprinzipien Make to Stock (MTS), Make to Order (MTO), Customize to Order (CTO) und Engineer to Order (ETO) erfolgt die Identifikation von Anwendungsfeldern auf Basis einer Aufwands-Nutzen-Abschätzung. [1]

Die praktische Umsetzbarkeit von DevOps im M&A wird in der Diskussion erörtert. Der Beitrag schließt mit der Zusammenfassung der wichtigsten Ergebnisse und einem Ausblick auf zukünftig geplante Untersuchungen.

## 2 Die drei Wege von DevOps

In der IT werden folgende drei Wege zur Kategorisierung von DevOps Praktiken benannt: (1) Beschleunigung der Wertschöpfungskette von Dev zu Ops, (2) Maximierung des Feedbacks von späteren an frühere Stationen der

Wertschöpfungskette und (3) systematische Förderung des dauerhaften, unternehmensweiten Lernens [2].

## 2.1 Beschleunigung des Flusses

Die Grundlage für die erfolgreiche Anwendung von DevOps liegt in der Beschleunigung des Flusses, mit dem Werte von der Entwicklung in die Anwendung gelangen. Dafür kombiniert DevOps Elemente aus dem Bereich des Lean Thinkings und dem agilen Vorgehen. Die Argumentation beruht darauf, dass Arbeit in der Technologiewertschöpfungskette (Dateien, Daten, Modelle, Quellcode) im Vergleich zu physischen Produkten nur virtuell vorliegen. Entsprechend besteht die Möglichkeit, dass sich diffuse Entwicklungszustände und -abläufe etablieren und somit der Fluss von Werten erschwert wird. [2]

Zur Lösung sind die wichtigsten Methoden die Folgenden:

- Arbeit sichtbar machen
- Batchgrößen reduzieren
- Wertschöpfungskette standardisieren
- Weitergabe von Fehlern verhindern

Zur Steigerung der Sichtbarkeit können Tickets eingesetzt werden, welche z.B. in Form von User Stories die Arbeit in einem Kanban Board visualisieren. Diese Ansätze aus dem agilen Vorgehen werden mit dem Lean-Konzept der reduzierten Batchgröße kombiniert. Dabei ist der One-Piece-Flow anzustreben, um auf Entwicklungen und Erkenntnisse Rücksicht nehmen zu können und die Ausbreitung von Fehlern zu minimieren. Beide Maßnahmen zielen im Folgeschritt auf die Standardisierung der Wertschöpfungskette ab. Innerhalb von DevOps hat sich dabei der Begriff der Entwicklungspipeline (oder nur Pipeline) etabliert, um die einzelnen Stationen aus der Entwicklung bis in die Anwendung festzulegen (**Bild 1** - Fluss). Dabei wird

klar definiert, in welcher Reihenfolge welche Tätigkeiten von wem ausgeführt werden. Maßstab dafür sind eine hohe Qualität, das Vermeiden von Fehlern und die Verfolgung von Unternehmenszielen. [2]

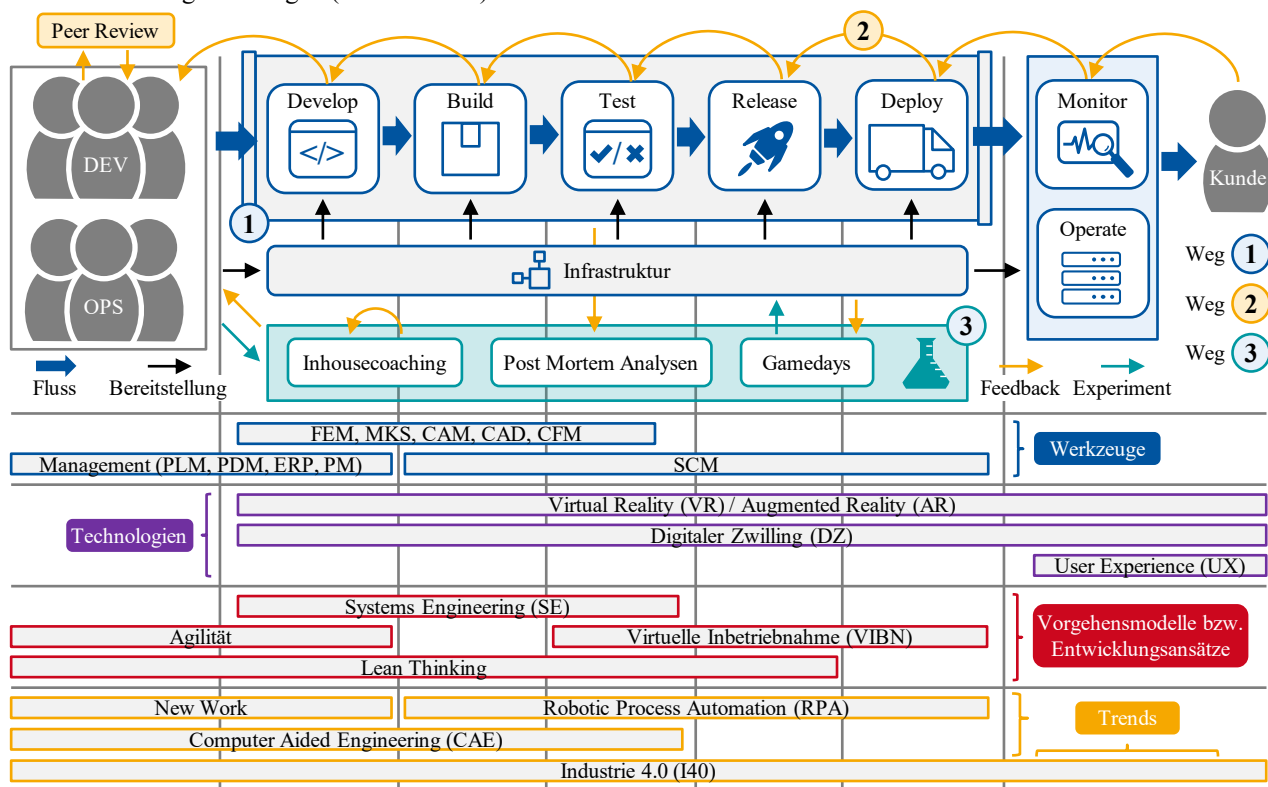
Durch die Standardisierung kann entsprechend des Lean Thinkings kontinuierlich der aktuelle Flaschenhals identifiziert und zur Beschleunigung des Flusses behoben werden [3]. Im Fall der Entwicklung von IT-Produkten bietet sich in vielen Teilschritten die Automatisierung der Abläufe an. Entsprechend haben sich folgende Methoden etabliert:

- Continuous Build
- Continuous Integration
- Continuous Test
- Continuous Deployment
- Continuous Delivery

Diese umfassen neben den klassischen Entwicklungstätigkeiten, wie Builden und Testen, gerade die Integration, das Deployment und die Bereitstellung von Infrastruktur aus dem Ops-Bereich [2].

## 2.2 Vermehrung und Beschleunigung von Feedbackschleifen

Das Ziel des zweiten Weges liegt darin, ein zunehmend robusteres Arbeitssystem aufzubauen, in dem Probleme schnell erkannt und somit kostengünstig behoben werden. Erreicht wird dies durch die Einführung und fortlaufende Verstärkung von Feedbackschleifen innerhalb der Wertschöpfungskette und der Implementierung von Schutzmechanismen innerhalb der Pipeline (**Bild 1** - Feedback). Zu dem Feedback zählen neben den reinen Funktionsdaten auch Telemetriedaten aus dem Produkktivsystem (z.B. Last,



**Bild 1** DevOps Entwicklungspipeline mit den drei Wegen und Entwicklungskontext

Lastverteilung, Knotenstatus) und der Entwicklungspipeline (z.B. Testdauer, Testaufwand, Abhängigkeiten). [2]  
Das Vorgehen des zweiten Weges basiert im Wesentlichen auf den folgenden Prinzipien (alle aus [2]):

- Aufbau eines Informationsflusses aus so vielen Bereichen der Pipeline wie möglich
- Verbesserung des Informationsflusses in den Punkten Schnelligkeit, Zeitpunkt, Kosten und Aussagekraft
- Aufgedeckte Probleme werden unverzüglich nach deren Eintreten behoben
- Das durch die Problemlösung erworbene Wissen wird in Form von Schutzmechanismen in die Pipeline integriert (unabhängig ob Produkt, Umgebung oder Pipelineprozess)

Probleme sollen so nach dem einmaligen Auftreten vermieden werden, sodass ausschließlich robuste und hochqualitative Produktinkremente an den Kunden ausgeliefert werden. Auch für den zweiten Weg bietet die Automatisierung großes Potential, sodass insbesondere durch das Continuous Testing und das flächendeckende Monitoring der Produktivumgebung belastbare Detektionsmechanismen für Probleme implementiert werden können.

Als Konsequenz aus dem erhobenen Feedback können Produkte besser auf die Anforderungen der Prozesskette optimiert werden. Die Anforderungen in den Bereichen Architektur, Leistung, Stabilität, Testbarkeit, Konfigurierbarkeit und Sicherheit sind gemäß der DevOps Prinzipien den Funktionsanforderungen gleichzusetzen. Neben dem technisch erhebbaren Feedback können Maßnahmen, wie Peer Reviews, genutzt werden. Diese bieten sich an, wenn die Automatisierung eines Schritts unwirtschaftlich ist. [2]

### 2.3 Kultur des ständigen Experimentierens und Lernens

Die Kultur des ständigen Experimentierens und Lernens fußt auf der „Just Culture“, wobei „just“ als „gerecht“ verstanden wird. Das Ziel dabei ist es, Fehler und Probleme als alltäglichen Bestand der Arbeit aufzufassen und rein sachlich zu lösen. Auf individuelle Schuldzuweisungen müssen vermieden werden, um nicht durch Selbstschutz wichtige Fehlerdetails zu unterdrücken. Dieser Arbeitszustand des verantwortungsbewussten Vertrauens wird durch den dritten Weg unter anderem mit folgenden, standardisierten Maßnahmen erreicht (**Bild 1 – Weg 3**) [2]:

- Tiefgründige Fehleranalyse, z.B. durch Post-Mortem-Meetings
- Proaktive Fehlerprovokation, z.B. bei Gamedays
- Instantane Kommunikationskanäle, z.B. durch Messenger oder innerhalb des Repositories
- Berücksichtigung der Firmenziele, z.B. durch Bojenkonzept
- Aufbau von Inhousecoachings und Mentoring

Post-Mortem-Meetings arbeiten im Anschluss an entstandene Probleme diese vollständig auf, implementieren Vermeidungsstrategien und machen die Inhalte unternehmensweit zugänglich. Gamedays werden genutzt, um in isolierten Simulationsumgebungen Zwischenfälle und deren Behebung zu erproben. Dabei soll innerhalb eines Teams die Fähigkeit des problemorientierten Handelns trainiert

werden. Durch die Reduktion von Kommunikationsbarrieren soll der Fluss von Informationen über Abteilungsgrenzen hinweg beschleunigt werden, indem bspw. Chatgruppen für Produkte oder Technologien entstehen. Die Konformität mit den Unternehmenszielen kann visuell durch Bojen markiert werden, innerhalb derer Unterstützung angeboten wird. Das Verlassen dieses Bereiches bleibt möglich, um alternative Methoden für Experimente nutzen zu können. Das Etablieren von regelmäßigen Ritualen räumen Zeit und Raum für das domänenübergreifende Lernen ein. Als Ergebnis können unternehmensinterne Coachings- und Mentoringprogramme entstehen, welche funktionales und strategisches Wissen bewusst weitergeben und deren Weiterentwicklung fördern. Nach dem DevOps Ideal wird somit jedem Mitarbeitenden die Möglichkeit gegeben, dauerhaft zu lernen und jederzeit eigenmächtig Verbesserungen einzubringen.

## 3 Transfer auf den Maschinen- und Anlagenbau

Die Übertragung der drei Wege aus der IT-Branche auf den Maschinen- und Anlagenbau kann nicht in allen Bereichen direkt erfolgen, da die Produkte cyber-physischer und nicht rein digitaler Natur sind. Im Folgenden werden zuerst die Kernvoraussetzungen benannt, anschließend erste DevOps konforme Entwicklungsprinzipien abgeleitet und daraufhin in den aktuellen Entwicklungskontext eingeordnet.

### 3.1 Voraussetzungen zur Anwendung

Ein Hauptmerkmal für die Arbeitsgestaltung nach DevOps Prinzipien ist die kleinschrittige, inkrementelle Entwicklung von Werten. Daraus ergibt sich die Voraussetzung, dass die Wertentwicklung von allen beteiligten Stakeholdern **unabhängig inkrementell versioniert** werden kann. In der IT-Branche haben sich dafür Software-Configuration-Management (SCM) Systeme etabliert. [4]

Aufbauend auf der Versionierung ergibt sich die Voraussetzung, dass bei der Bereitstellung eines neuen Inkrements die zugehörige **Pipeline automatisch gestartet** wird. Dazu sind virtuelle Kapazitäten erforderlich, um die in der Infrastruktur hinterlegten Test- und Simulationsumgebungen dynamisch starten zu können. Auch diese Funktionalität wird zunehmend durch SCM Systeme abgedeckt [4].

Ein gravierender Unterschied zur IT-Entwicklung besteht im M&A in dem deutlich größeren Anteil von Binärdateien als Entwicklungsartefakte. Diese entstehen bei der Nutzung von Computer-Aided Engineering (CAE) Werkzeugen, die zur Entwicklung moderner Maschinen erforderlich sind und jeweils wichtige Analysefunktionen für hohe Qualität bereitstellen. Um eine automatisierte Pipeline aufbauen zu können, **müssen die verwendeten CAE Werkzeuge über ein Application Programming Interface (API) verfügen**. Nur unter dieser Voraussetzung ist es möglich, den Entwicklungsstandard durch die Abfolge zahlreicher Tests innerhalb verschiedener CAE Umgebungen skriptbasiert abprüfen und Feedback geben zu können. Es ergibt sich die weitere Voraussetzung, dass ein Unternehmen des M&As **zunehmend Personal mit Programmierkompetenz** zur Automatisierung von

Entwicklungsaufgaben und der Virtualisierung von Testszenarien benötigt.

Insbesondere dieses automatisierte, virtuelle Testen von Funktionen und Anforderungen bietet die Chance zur Entwicklungsbeschleunigung bei hoher Produktqualität. Im Anschluss daran müssen die virtuell geprüften Werte standardisiert in das Produkt fließen können. Entsprechend wird eine Produktkomponente erforderlich, welche **die digitalen und physischen Produktebenen interoperabel miteinander verbindet**.

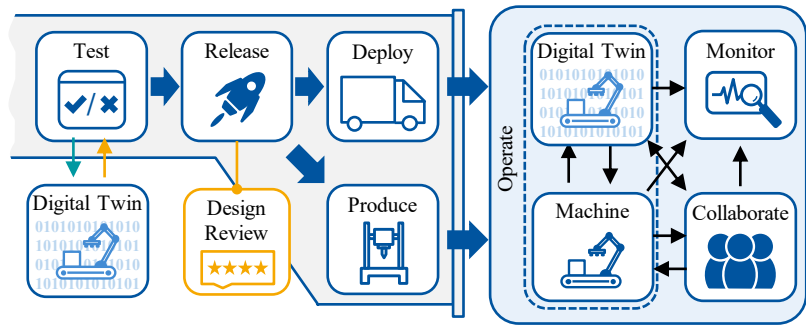
Daraus lässt sich als abschließende Voraussetzung ableiten, dass die entwickelten Maschinen- und Anlagenkomponenten über die **erforderliche Konnektivität und notwendige Dateninfrastruktur** verfügen müssen. Nur so kann auf Basis eines Industrial Internet of Things (IIoT) die Integration neuer Inkremente automatisiert und kontinuierliches Feedback erhoben werden.

### 3.2 Ableitung von DevOps konformen Entwicklungsprinzipien

Die Definition von allgemeingültigen Entwicklungsmethoden wird durch zahlreiche Einflüsse aus dem Kontext (Produkt, Teams, Kompetenzen, Ressourcen) erschwert. Aus diesem Grund werden Prinzipien zum Umgang mit einzelnen Einflüssen formuliert.

Zur Erfüllung der Voraussetzung der versionierbaren Entwicklung, muss das Produkt in mehrere Produktinkremente zerlegt werden. Das Ableiten von Inkrementen ist dabei nicht zwangsläufig an funktionale, räumliche oder produktionsseitige Gesichtspunkte gebunden, jedoch erleichtern Methoden zur Erzeugung von Modulen oder Varianten diesen Schritt. Ziel ist eine lose gekoppelte Produktarchitektur mit wohl definierten Schnittstellen. Die wichtigste Eigenschaft eines Inkrementes ist, dass dieses in einem vordefinierten Zeitraum fertiggestellt und anhand der daran gestellten Anforderungen losgelöst validiert werden kann. [2] Die Modellierung der Anforderungen und deren Überprüfung nimmt bei der Umsetzung von DevOps eine Schlüsselrolle ein. Entsprechend der Unterteilung in Inkremente müssen die vorgegebenen funktionalen Anforderungen an das Gesamtsystem (z.B. Taktzeit, Durchsatz, Qualität) systematisch für jedes Inkrement abgeleitet werden können. Gleichzeitig können viele nicht-funktionale Anforderungen ohne Einschränkung für mehrere Inkremente verwendet werden. Zu der Entwicklung eines Inkrements gehört der Aufbau bzw. die Weiterentwicklung der Pipeline sowie der dafür benötigten Infrastruktur (virtuelle Testumgebungen, Datensets, Freigaberoutinen). Entsprechend beinhaltet die Definition von „Erledigt“ für ein Inkrement folgende Punkte:

- Alle CAE-Entwicklungsdateien liegen in einem zentralen Repository
- Für jede aktive Anforderung existiert ein Test; alle Tests liegen im Repository
- Für jeden Test existiert die notwendige Infrastruktur; deren Konfiguration ist Teil des Repositories



**Bild 2** Cyber-physische Entwicklungspipeline (Auszug)

- Alle Tests können über Routinen (z.B. Skripte oder Checklisten) durchgeführt werden; diese Routinen sind Teil des Repositories und nutzen ggf. die APIs der CAE Werkzeuge
- Die Pipeline startet, sobald der neue Arbeitsstand eines Inkrementes abgelegt wird
- Im Fall eines Fehlers, werden alle am Entwicklungsprozess beteiligten Personen darüber informiert (z.B. per E-Mail oder zentralem Dashboard)

Die klassischen Teststufen als Komponententests, Integrationstests und Systemtests aus der Softwareentwicklung können dabei im Sinne des M&As weitergedacht werden. So wird es möglich, dass Personen mit Hilfe von CAE-Werkzeugen innerhalb der Entwicklungspipeline auch domänenfremde Anforderungen einhalten können. Beispielsweise kann bei jeder Konstruktionsänderung das Gesamtgewicht aus dem CAD System ausgelesen, die Eigenmoden eines Rahmens mittels FEM bestimmt und das erforderliche Haltemoment eines Motors mittels MKS ermittelt werden. Einmal aufgesetzt kann somit das Fachwissen von Expert\*innen regelmäßig eingebracht und die Wechselwirkungen zwischen verschiedenen Domänen bei der Produktentstehung offengelegt werden. Es wird gewährleistet, dass zu jedem Zeitpunkt die an das Produkt gestellten funktionalen und nicht-funktionalen Anforderungen erfüllt sind. Entsprechend wird die Schaffung von einheitlichen virtuellen Testumgebungen mit Kompatibilität zu den benötigten CAE Werkzeugen empfohlen.

Ein passendes Vehikel zur Verwaltung der Produkteigenschaften und des Produktverhaltens in Form von Modellen, Simulationen und Algorithmen ist ein digitaler Zwilling (DZ) [5]. Zur Anwendung von DevOps muss der DZ Teil des Repositories sein und in Harmonie mit dem Pipelineansatz entwickelt werden. Dies bedeutet, dass alle darin liegenden Werte ausschließlich über die Pipeline eingebracht werden. Sofern die Produktarchitektur es zulässt, sollten die eingesetzten Modelle und Algorithmen in der realen Maschine und dem digitalen Zwilling identisch sein. Auf diese Weise wird der DZ zum virtuellen Prüfstand, um ein Inkrement auf die Deployfähigkeit für die reale Anlage zu überprüfen. Auch die Umsetzung der Gamedays mit der bewussten Einbringung von Fehlern wird dadurch ermöglicht. Diese Erweiterung führt zur cyber-physischen Entwicklungspipeline, welche auszugsweise in **Bild 2** dargestellt ist und um den Herstellungs- und Beschaffungsschritt „Produce“ und die Unterteilung in „Machine“ und „Digital Twin“ erweitert ist. Zur Steigerung des Feedbacks gemäß dem zweiten Weg ist es denkbar, dass dem



Produktionsschritt ein Design Review als Voraussetzung vorgeschaltet wird. Gleiches gilt für das Monitoring von Beinaheunfällen und deren Analyse aus dem operativen Betrieb. Werden daraus Maßnahmen abgeleitet, werden diese durch die Pipeline in den Betrieb gebracht, um sicherzustellen, dass sie den hohen Qualitätsansprüchen genügen und die übrigen Funktionen nicht beeinträchtigen. [2]

### 3.3 Einordnung in bestehenden Entwicklungskontext

Während bisherige Vorgehensmodelle zur Lösung komplexer Problemstellungen ausgelegt sind [6a], zielt DevOps auf die Bereitstellung einer zeitgemäßen Ende-zu-Ende Wertschöpfungskette mit passender Unternehmenskultur ab [6]. Deren Implementierung steht dabei unter dem permanenten Einfluss von verschiedenen Werkzeugen, Technologien und Modellen (vgl. **Bild 1** - unten). Je nach Produkt und Unternehmen werden verschiedene Softwarewerkzeuge (CAE, Management, SCM) eingesetzt, deren Funktionsweise DevOps konform konfiguriert wird. Technologien wie Augmented und Virtual Reality liefern gemäß dem zweiten Weg frühes Kunden- und Nutzerfeedback [8], während der Entwicklungsansatz der virtuellen Inbetriebnahme das tiefgründige technische Feedback bietet [9]. Gepaart mit dem Aufbau eines DZs werden die virtuellen Tests verstetigt [5], um bspw. während des Systems Engineerings modellierte Anforderungen zu validieren. Unter dem Trendeinfluss der Industrie 4.0 können mit dem Modell der Digitalen Fabrik alle Planungsschritte erfasst und implementiert werden [10]. Inhalte aus der Fehler-Möglichkeiten- und -Einfluss-Analyse (FMEA) [11] sorgen bei Gamedays für kontinuierliche Verbesserungen. Insgesamt bietet DevOps somit einen systematischen Ansatz, um Werkzeuge, Technologien, Modelle und Trends gemäß der jeweiligen Unternehmensstrategie sinnvoll in die eigene Wertschöpfungskette zu integrieren.

## 4 Identifikation von Anwendungsfeldern

Auf Basis der Voraussetzungen, den Prinzipien und dem berücksichtigten Kontext lassen sich begründete qualitative Aufwände und Nutzen für einzelne DevOps Tätigkeiten im M&A abschätzen. Dabei werden die Produktionsstrategien MTS, MTO, CTO und ETO verwendet, um die Aussagen zu differenzieren und so ein großes Spektrum der verschiedenen Projektformen im M&A abzudecken.

### 4.1 Aufwand-Nutzen-Abschätzung für Anwendungsfelder

Da durch die komplexen Zusammenhänge im Produktlebenszyklus eine allgemeingültige Aufwand-Nutzen-Abschätzung ungenau wäre, werden folgende Einschränkungen für die Betrachtung vorgenommen:

- Es wird nur die Phase der Produktentstehung berücksichtigt
- Es handelt sich ausschließlich um Neuentwicklungen (sog. Greenfield Projekte [2])
- Aufwand und Nutzen werden relativ zur voraussichtlichen Länge des Produktlebenszyklus angegeben

Auf diese Weise wird abgebildet, wie sich der Einsatz von DevOps Tätigkeiten während der Produktentstehung auf den gesamten Produktlebenszyklus auswirkt. Die zu erwartende Häufigkeit der Nutzung gegenüber dem initial benötigten Aufwand erlaubt die Identifikation von vielversprechenden Tätigkeiten für Pilotversuche. Außerdem werden produktunabhängige Tätigkeiten herausgearbeitet, welche unternehmensweit übertragbar sind.

**Tabelle 1** zeigt Abschätzungen der relativen Aufwand-Nutzen-Verhältnisse für neun, an die Wege (1), (2) und (3) angelehnten Tätigkeiten. Die Einführung von DevOps ist ungeachtet der Produktionsstrategie mit einem initialen Aufwand verbunden, welches sich in den Tätigkeiten b) und c) zeigt. Ist dieser Aufwand überwunden, lassen sich mit manchen Tätigkeiten auch produktunabhängige Skalierungseffekte erzielen. Beispielhaft lässt sich mit Tätigkeit e) die kontinuierliche Qualitätsüberwachung durch build-in CAE-Funktionen unternehmensweit etablieren. Bei den Tätigkeiten a), f) und i) zeigt sich die Abhängigkeit von der erwarteten Stückzahl. Hin zu den geringsten Stückzahlen beim ETO steigen die Aufwände bei sinkendem Nutzen. Im Fall von a) wird ersichtlich, dass sich die Aufwände des Systems Engineering unter DevOps insbesondere bei den komplexeren Produkten mit höheren Stückzahlen bzw. längerem Lebenszyklus (MTO, CTO) auszahlen. Die Tätigkeiten g) und h) zeigen, wie verschieden sich Maßnahmen des zweiten Weges verhalten können. Während bei sinkenden Stückzahlen der Aufwand zum Einrichten von Feedback steigt, steigt bei der Durchführung von Design Reviews der relative Nutzen. Dies erklärt sich dadurch, dass der relative Arbeitsanteil zum Schaffen von Feedback bei geringeren Stückzahlen steigt, wohingegen bei geringen Stückzahlen Design Reviews durch den domänenübergreifenden Austausch die Entwicklungszeit durch Fehlervermeidung verkürzen können. Zusammengefasst zeigt sich,

**Tabelle 1** Relative Aufwände und Nutzen nach Tätigkeit

Tätigkeit	MTS	MTO	CTO	ETO
a) Modellbasierte Systembeschreibung mit Anforderungen (1)	0/+	↑/++	↑/++	↑↑/+
b) Einrichtung einer pipeline-fähigen Software (z.B. SCM System) (1)	alle [↑↑/++]			
c) Bereitstellung von virtuellen Testumgebungen für CAE-Werkzeuge (1)	alle [0/+]			
d) Implementierung von funktionalen CAE-Test-Routinen (1)	0/++	↑/++	↑/++	↑↑/++
e) Implementierung von nicht-funktionalen CAE-Test-Routinen (1)	alle [↓↓/+]			
f) Umfassende Erhebung von Telemetriedaten (2)	0/+	↑/++	↑/++	↑↑/0
g) Aufbau von automatisierten Feedbackkanälen (2)	0/++	↑/++	↑/++	↑↑/++
h) Durchführung von Design Reviews (2)	0/0	0/+	0/+	0/++
i) Durchführung von Gamedays (3)	↓/++	0/+	0/+	↑/0
(↑↑/↑/0/↓↓) Aufwand / Nutzen (++)/+/0/-/-)   [übertragbar]				

dass Produkte im Bereich MTS, MTO und CTO die Potentiale von DevOps besser abrufen können, wohingegen im ETO-Bereich geringere Skalierungseffekte durch die Seltenheit der Tätigkeitsausführung entstehen. Allgemein eignet sich die Qualitätsüberwachung als projektunabhängiges Pilotprojekt und Design Reviews sowie Gamedays erlauben nach Erfüllung der jeweiligen Voraussetzungen rasch die Chancen des firmenweiten Lernens.

## 5 Diskussion

Um die aufgezeigten Potentiale abrufen zu können, ist je nach Tätigkeit ein signifikanter Aufwand erforderlich. Dies zeigt sich auch in der Anwendung von DevOps im IT-Bereich: der Schwerpunkt liegt bei umfangreichen, komplexen Produkten mit langer Lebensdauer und einer hohen Anzahl an Entwickelnden bzw. Nutzenden (z.B. soziale Netzwerke oder Streaming-Dienste) [2]. Im Vergleich weisen Maschinen und Anlagen aus den CTO- und ETO-Segmenten vergleichbare Eigenschaften auf. Der während der Produktentwicklung entstehende Aufwand zur Umsetzung von DevOps kann wirtschaftlich gerechtfertigt werden, wenn serviceorientiert Produkte in späteren Phasen des Produktlebenszyklus davon profitieren. Der Trend zu subscriptionsbasierten Geschäftsmodellen [12] legt nahe, dass durch die vergüteten Tätigkeiten während des Betriebs sowie der Instandhaltung und Wartung die wirtschaftliche Umsetzung von DevOps früher erreicht wird. Eine quantitative Gegenüberstellung der Entwicklungsaufwände und der späteren Auswirkungen muss zur Überprüfung der getroffenen Aussagen für jedes Produkt einzeln erfolgen. Da die eigenständige Umsetzung Fachkräfte mit starker IT-Kompetenz erfordert, kann ein Mangel dies erschweren. Entsprechend bietet sich ein Markt für die Hersteller von CAE-Werkzeugen, indem diese DevOps Praktiken in Ihre Produkte integrieren. Erste Merkmale, wie der reproduzierbare Ablauf einer CAE-Werkzeugkette [13], die Verzahnung von Systems Engineering und Konstruktion [14] sowie die Verknüpfung von digitalem Zwilling, virtueller Inbetriebnahme und AR-Feedback [8], weisen diesen Trend auf. Die Einführung von DevOps Praktiken geschieht somit am ehesten durch die Nutzung zeitgemäßer CAE-Werkzeuge und deren zielgerichteter Konfiguration.

## 6 Zusammenfassung und Ausblick

Der Beitrag zeigt, dass sich DevOps Praktiken aus der IT-Branche in den M&A transferieren lassen. Sechs dafür notwendige Voraussetzungen werden herausgearbeitet und Tätigkeit aus den drei Wegen werden bis zur Definition einer cyber-physischen Entwicklungspipeline angepasst. Bei der Einordnung in den bestehenden Entwicklungskontext wird deutlich, dass DevOps ein systematisches Vorgehen bietet, um verschiedene Trends, Technologien, Modelle und Werkzeuge zielgerichtet miteinander zu verbinden. Die qualitative Aufwand-Nutzen-Abschätzungen verschiedener Tätigkeiten zeigt zwei wichtige Einflussfaktoren auf: die Stückzahl und die erwartete Lebensdauer. Entsprechend werden obligatorische Basistätigkeiten, Pilotstätigkeiten und produktunabhängige Tätigkeiten identifiziert. Die Aufwände zur Umsetzung von DevOps sind bei MTS,

MTO und CTO Produkten am ehesten zu rechtfertigen, wobei durch den Trend von langfristigen Servicemodellen auch ETO Produkte interessant werden. Insgesamt bietet DevOps einen zeitgemäßen Ordnungsrahmen, um zukunftsfähige cyber-physische Maschinen und Anlagen nicht nur zu entwickeln, sondern auch unter fortlaufender Verbesserung sicher zu betreiben.

Die vorliegende qualitative Bewertung soll in Zukunft durch eine quantitative Analyse anhand eines Beispielszenarios des robotischen Palettierens am Linienende überprüft werden. Der Schwerpunkt dieser Analyse liegt in der Übertrag- und Skalierbarkeit von DevOps-Tätigkeiten im M&A.

## 7 Literatur

- [1] Brosch, M.: *Eine Methode zur Reduzierung der produktvarianteninduzierten Komplexität*. Dissertation, Technische Universität Hamburg-Harburg. Hamburg, 2014.
- [2] Kim, G.; Humble, J.; Debois, P.; Willis, J: *Das DevOps Handbuch*. Heidelberg: dpunkt.Verlag, 2017.
- [3] Goldratt, E.; Cox, J.: *Das Ziel*. Frankfurt/New York: Campus, 2013.
- [4] DevOps Group: *Technology: Enabling Transformation*. Whitepaper, <https://www.devopsgroup.com/insights/resources/whitepapers/>, 2020. 14.01.2022
- [5] Norm ISO 23247-1: *Automation systems and integration — Digital twin framework for manufacturing*. Genf, 2021.
- [6] Bender, B.; Gericke, K. (Hrsg.): *Pahl/Beitz Konstruktionslehre*. Berlin, Heidelberg: Springer Verlag, 2021.
- [7] Gaurav, S.: *Is DevOps Agile?*. <https://dzone.com/articles/is-devops-agile>, 2017. 14.01.2022.
- [8] Lenze SE: *Werkzeugkette auf der Basis des digitalen Zwillings*. In: Digital Engineering Magazin. Vatterstetten, 2018.
- [9] Richtlinie VDI/VDE 3693: *Virtuelle Inbetriebnahme*. Blatt 1: Modellarten und Glossar. Düsseldorf, 2016.
- [10] Richtlinie VDI 4449: *Digitale Fabrik*. Blatt 1: Grundlagen. Düsseldorf, 2008
- [11] Tietjen, T.; Decker, A.: *FMEA-Praxis*. München: Carl Hanser Verlag. 2020.
- [12] Schuh, G.; Boshof, J.; Dölle, C.; Kelzenberg, C., Tittel, J.: *Subskriptionsmodelle im Maschinen- und Anlagenbau*. In: Turning Data Into Value Statusberichte aus der Produktionstechnik 2020. 2020 Aachen. DOI: 10.24406/ipt-n-589615. S. 282ff.
- [13] Flügel S.: *Generative Engineering – Bauteile mit DNA automatisieren die Produktentwicklung*. <https://insights.edag.com/de/generative-engineering-bauteile-mit-dna>, 2020. 14.01.2022.
- [14] Dassault Systèmes SE: *Cameo Systems Modeler*. <https://www.3ds.com/products-services/catia/products/no-magic/cameo-systems-modeler>, 2021. 14.01.2022.

# Fortschrittskontrolle der Modellierung mechatronischer Produkte

## Controlling of the Modeling of Mechatronic Products

Prof. Dr.-Ing. Iris Gräßler, Dominik Wiechel, Henrik Thiele

Universität Paderborn, Heinz-Nixdorf-Institut, 33102 Paderborn, Deutschland, {iris.graessler, henrik.thiele, dominik.wiechel}@hni.upb.de

### Kurzfassung

Die Anforderungen an die Entwicklung mechatronischer Systeme sind seit der Erstfassung der VDI Richtlinie 2206 im Jahr 2004 stetig gestiegen. Nach einer umfassenden Überarbeitung ist 2021 die Richtlinie im Weißdruck neu veröffentlicht worden. Neben dem Systemdenken als gestärktes Kernelement des V-Modells und sechs Kontrollpunkten zur Gliederung der sachlogischen Aufgaben ist die durchgängig explizite „Modellierung und Analyse“ eine wesentliche Neuerung der Richtlinie.

Da sich die Kontrollfragen nur auf den Entwicklungsprozess im Ganzen beziehen, wird durch die Betrachtung der Modellierung eines Batteriesystems aus einem Entwicklungsprojekt eines deutschen Automobilherstellers die folgende Forschungsfrage betrachtet: *Welche spezifischen Kontrollfragen zu Fortschritt und Reifegrad der Modellierung eines Batteriesystems können aus den Kontrollpunkten des V-Modells (VDI 2206:2020) gefolgert werden?*

Als Ergebnis der Forschung liegen hinsichtlich der Modellierung eines spezifischen Systems detaillierte Kontrollfragen vor, die eine methodische Unterstützung für die modellbasierte Systementwicklung komplexer mechatronischer Systeme bieten. Zusätzlich ermöglichen sie der Projektleitung die Überprüfung des aktuellen Status der Entwicklung und sichern die Vollständigkeit des Systemmodells ab.

### Abstract

The requirements for the development of mechatronic systems have steadily increased since the first version of VDI Guideline 2206 in 2004. After a comprehensive revision, the guideline has been republished in white print. In addition to systems thinking as a strengthened core element of the V-Modell and six control points for structuring the factual-logical tasks, the consistently explicit "modeling and analysis" is an essential innovation of the guideline. Since the control questions only refer to the development process as a whole, the following research question is considered by looking at the modeling of a battery system from a development project of a German automobile manufacturer: Which specific control questions regarding the progress of the modeling of a battery management system can be derived from the control points of the V-model (VDI 2206:2020)?

The results of the research are detailed control questions with regard to the modeling of a specific system, which provide methodological support for the Model-Based Systems Engineering of complex mechatronic systems. In addition, they enable the project management to check the current status of the development and ensure the completeness of the system model.

## 1 Einleitung

Seit der Erstfassung der VDI Richtlinie 2206 im Jahr 2004 sind die Anforderungen an die Entwicklung mechatronischer Systeme stetig gestiegen [1]. Die Veränderungen entstehen primär durch die gestiegene Komplexität von Produkten, die intensive Vernetzung technischer Systeme sowie die Digitalisierung von Produkten und Dienstleistungen. Um diesen Veränderungen gerecht zu werden, wurde die Richtlinie durch ein Expertengremium des VDI überarbeitet. Neben dem Systemdenken als gestärktes Kernelement des V-Modells und sechs Kontrollpunkten zur Gliederung der sachlogischen Aufgaben ist die durchgängig explizite „Modellierung und Analyse“ eine wesentliche Neuerung der Richtlinie [2]. Zur Beherrschung der komplexen Entwicklungsaufgaben ist es nötig, das System von der ersten Entwicklungsaufgabe bis zur Übergabe des Produkts zu modellieren, um konsistente Informationen durchgängig bereitzustellen und zu verarbeiten. Der Ansatz Model-Based Systems Engineering (MBSE) umfasst hierzu

Modellierungssprachen, -methoden und -werkzeuge, die die modellbasierte Entwicklung ermöglichen [3]. Die sechs Kontrollpunkte bieten dabei Reflektionsmöglichkeiten zur Kontrolle des Entwicklungsfortschritts zwischen den sachlogisch vernetzten Aufgaben und gliedern das V-Modell in zusammenhängende Abschnitte, ohne bisher explizit auf den äußeren Strang der Modellierung einzugehen. Durch die Formulierung auf sachlogischer Aufgabenebene, stehen Anwendern wenig konkrete Anhaltspunkte zur Überprüfung des Fortschritts und Reifegrad der Modellierung des Systems zur Verfügung. Da sich die Kontrollfragen nur auf den Entwicklungsprozess im Ganzen beziehen, wird durch die Betrachtung der Modellierung eines Batteriesystems aus einem Entwicklungsprojekt eines deutschen Automobilherstellers die folgende Forschungsfrage betrachtet: *Welche spezifischen Kontrollfragen zu Fortschritt und Reifegrad der Modellierung eines Batteriesystems können aus den Kontrollpunkten des V-Modells (VDI 2206:2020) gefolgert werden?*

## 2 Stand der Technik

Der Stand der Technik ist in drei Abschnitte gegliedert. Zunächst werden die Grundlagen des V-Modells erläutert um nachfolgend den Grundansatz des Systems Engineering darzustellen. Im dritten Unterkapitel werden mit dem Model-Based Systems Engineering die Ansätze zur Systemmodellierung im Systems Engineering dargestellt.

**V-Modell:** Das V-Modell wurde zuerst von BOEHM als Softwareentwicklungsmethode eingeführt [4] und später durch die VDI 2206:2004 [5] an die Entwicklung mechatronischer Systeme angepasst. Das Grundprinzip des V-Modells ist die Dekomposition eines Systems, die disziplinspezifische Implementierung von Sub-Systemen und die Integration mit Verifikation der Systemelemente auf der gleichen Systemebene, auf der sie spezifiziert wurden [6]. Basierend auf den Erfahrungen aus der industriellen Anwendung und dem technologischen Fortschritt sind seither eine Reihe von Weiterentwicklungen des V-Modells veröffentlicht worden [7]. So konzentriert sich das V-Modell von BENDER auf die System-, Subsystem- und Komponentenebene [8], während das V-Modell des INCOSE-Handbuchs auf die wesentlichen Schritte reduziert ist, um an jeden Kontext im Systems Engineering angepasst werden zu können [9]. Das US-Department of Transportation integriert erstmals vor- und nachgelagerte Produktlebenszyklusphasen in Form von Flügeln vor dem Hintergrund systemtechnischer Aspekte. Vorgelagerte Produktlebenszyklusphasen führen zum "V" und nachgelagerte Phasen schließen sich an das "V" an [10]. Ein weiteres Beispiel ist die Erweiterung um eine funktionale Produktbeschreibung und die Schnittstelle zum Product Lifecycle Management nach EIGNER [11].

### Systems Engineering:

Systeme sind eine Menge von Elementen, die zueinander in Beziehung stehen. Die Komplexität moderner Systeme ergibt sich aus der zunehmenden Anzahl von Systemelementen, der Dynamik, Unsicherheit und Menge an Informationen und Wissen, die zur Beschreibung des Systems erforderlich sind. Systems Engineering ist ein strukturierter, multidisziplinärer Engineering-Ansatz für die Entwicklung komplexer technischer Systeme, der auf ein disziplinübergreifendes Optimum innerhalb eines vorgegebenen Zeit- und Budgetrahmens abzielt [12]. Dabei werden Entwickler bei der Implementierung und Anwendung von Systems Engineering unterstützt. Im INCOSE Handbook werden dazu 30 Prozesse definiert, die in die Kategorien Technik, Technisches Management, vertragliche Vereinbarung sowie Projekt-Organisation eingeteilt sind und den Rahmen einer ganzheitliche Entwicklung aufspannen [9].

**Model-Based Systems Engineering:** Im Model-Based Systems Engineering (MBSE) wird der Systems-Engineering-Ansatz formalisiert, um Informationen über Systemanforderungen, Design, Analyse, Verifikation und Validierung zu modellieren [13]. Das betrachtete System wird durch ein Systemmodell dargestellt, das Verhalten, Struktur, Eigenschaften, Einschränkungen und Anforderungen des Systems enthält [14], wobei das Systemmodell als zentrales Repository für Entwurfsentscheidungen dient [13]. Das Systemmodell stellt eine zuverlässige Informationsquelle dar und gewährleistet Konsistenz und

Nachvollziehbarkeit zwischen Anforderungen, Entwurf, Analyse und Verifikation [15]. Die Anwendung von MBSE umfasst eine Sammlung von verwandten Prozessen, Methoden und Werkzeugen, die zur Unterstützung der Disziplin des Systems Engineering in einem "modellbasierten" Kontext eingesetzt werden [14].

DELLIGATTI definiert drei Säulen von MBSE: (a) eine Modellierungsmethode, (b) ein Modellierungswerkzeug und (c) eine Modellierungssprache [3]. Modellierungsmethoden unterstützen den Modeling Engineer bei der Erstellung eines Systemmodells. Praktisch relevante Beispiele sind unter anderem OOSEM oder Harmony SE [16]. Zusätzlich existieren verschiedene IT-Tools (z. B. Cameo Systems Modeler, Eclipse Modelling Framework), die von verschiedenen Industrieunternehmen vertrieben werden [17]. Die in der Praxis etablierteste Modellierungssprache für die Systementwicklung ist die Systems Modeling Language (SysML), die auf dem Metamodell und den Metaklassen der Unified Modeling Language (UML) basiert.

Der SysML-Standard umfasst verschiedene Diagrammtypen, die in Strukturdiagramme, Verhaltensdiagramme und ein zusätzliches Anforderungsdiagramm (REQ) unterteilt sind. Strukturelle Diagramme umfassen Blockdefinitions- (BDD), interne Block- (IBD), Parameter- (PAR) und Paketdiagramme (PKG). Zu den Verhaltensdiagrammen gehören Anwendungsfall- (UC), Aktivitäts- (ACT), Sequenz- (SD) und Zustandsmaschinendiagramme (STM). Zusätzlich kann das Metamodell der SysML durch Profile erweitert werden, die es erlauben, Metaklassen aus bestehenden Metamodellen zu erweitern, um sie für einen neuen Zweck anzupassen. Im UML-Profilendiagramm können Stereotypen zur Erweiterung der UML-Metaklassen erstellt werden, um eine neue Notation zu schaffen und spezifische Eigenschaften und Einschränkungen zu unterscheiden. Zusätzlich können Stereotypen definiert werden, die Eigenschaften und Metadaten über das Modellelement erfassen [15].

## 3 Wissenschaftliches Vorgehen

Die Forschungsfrage aus Abschnitt 1 wird mithilfe eines vierschritten Vorgehens beantwortet: Beginnend mit einer systematischen Literaturrecherche werden praxisrelevante SE-Prozesse und MBSE-Modellierungsansätze identifiziert (Schritt 1). Hierzu werden die Wissenplattformen Google Scholar, Science Direct und Design Society verwendet. Insgesamt konnten 16 praxisrelevante Ansätze identifiziert werden. Im nächsten Schritt (Schritt 2) werden Kriterien zur bedarfsgerechten Entwicklung von Systemmodellen ermittelt. Anschließend werden die existierenden Kontrollfragen der VDI 2206:2021 hinsichtlich ihrer Implikationen und Übertragbarkeit auf den Modellierungsfortschritt spezifiziert. Im letzten Schritt (Schritt 4), der Validierung, werden die abgeleiteten Kontrollfragen für die Entwicklung eines industriellen Fallbeispiels – einem Batteriesystem - genutzt, um die Vollständigkeit und Anwendbarkeit der Kontrollfragen zu validieren.

## 4 Erweiterung der Kontrollfragen

Die Erweiterung der Kontrollfragen basiert auf einer systematischen Literaturrecherche nach Machi und McEvoy

[18]. Hierzu werden Systems Engineering Prozesse und MBSE Modellierungsmethoden in den Literaturlisten von Google Scholar, Library der Design Society und Science Direct identifiziert. Die Literaturlisten werden mithilfe von Such-Strings und Schlüsselwörtern (beispielsweise „Model-Based Systems Engineering“ AND „Processes“) durchsucht. Insgesamt wurde 26 Ansätze identifiziert und durch Anwendung von KO-Kriterien auf 16 Ansätze reduziert. Ein Beispiel für KO-Kriterien ist die interdisziplinäre Anwendbarkeit des Ansatzes für mechatronische Systeme.

Die enthaltenen Elemente der Ansätze werden gegenübergestellt und analysiert. Durch die Gegenüberstellungen werden inhaltliche Überschneidungen der einzelnen Schritte innerhalb der SE-Prozesse und MBSE-Methoden identifiziert, aus denen Kriterien zur bedarfsgerechten Entwicklung von Systemmodellen in der Breite und Tiefe abgeleitet werden können.

Tabelle 1 illustriert die identifizierten Ansätze. Mithilfe einer dreistufigen Aufteilung („erfüllt“, „teilweise erfüllt“, „nicht erfüllt“) wird verdeutlicht, welche Ansätze die Kontrollpunkte des V-Modells inhaltlich adressieren. Das Ergebnis der Gegenüberstellung verdeutlicht, dass die Kontrollpunkte „K2: Spezifikation“ und „K3: Architektur“ von allen MBSE-Methoden adressiert werden. Im Vergleich dazu werden die Kontrollpunkte in den Systems Engineering Prozessen nach INCOSE inhaltlich beschrieben, ohne das Vorgehen bei der modellbasierten Systementwicklung zu spezifizieren.

**Tabelle 1** Literaturrecherche

Abkürzung	Implikationen für Kontrollpunkte					
	K1	K2	K3	K4	K5	K6
Harmony SE [19]	○	●	●	●	●	○
OOSEM [16]	●	●	●	●	●	○
SYSMOD [20]	●	●	●	●	●	○
Arcadia [21]	○	●	●	●	●	○
JPL State Analysis [22]	○	●	●	●	●	●
Object-Process Methodology (OPM) [23]	○	●	●	●	●	○
CONSENS [24]	○	●	●	●	●	○
RUP SE [25]	●	●	●	●	●	○
Zoph [26]	●	●	●	●	●	●
ISE & PROOA [27]	○	●	●	●	●	○
Pattern-based Systems Engineering (PBSE) [28]	○	●	●	●	●	○
ISO IEC 15288 [29]	●	●	●	●	●	●
INCOSE Handbook [9]	●	●	●	●	●	●
Munich agile MBSE Concept (MAGIC) [30]	●	●	●	●	●	●

● = Erfüllt, ● = Teilweise erfüllt, ○ = Nicht erfüllt

Auf Basis der Gegenüberstellung wurden Kontrollfragen aus den Ansätzen abgeleitet, die einen Kontrollpunkt vollständig oder teilweise adressieren. Textuelle Beschreibungen wurden zu Kontrollfragen transformiert und in den folgenden Tabellen festgehalten.

**Tabelle 2** Zusätzliche Kontrollfragen für Kontrollpunkt 1

Kontrollpunkt 1: Geschäftsmodell
<input type="checkbox"/> Wurde ein Vorgehen zur Etablierung von Traceability im Systemmodell festgelegt? <input type="checkbox"/> Wurden alle relevanten existierenden Informationen (Anwendungsszenarien, Konfigurations-Management, Baselines, Änderungshistorie...) bereitgestellt? <input type="checkbox"/> Sind alle Umweltfaktoren, Akteure und Systeme im Systemkontext spezifiziert worden?

**Tabelle 3** Zusätzliche Kontrollfragen für Kontrollpunkt 2

Kontrollpunkt 2: Spezifikation
<input type="checkbox"/> Wurden die Stakeholder-Anforderungen als Use Cases abgebildet? <input type="checkbox"/> Wurden die Systemanforderungen kategorisiert und modelliert? <input type="checkbox"/> Wurden alle Abhängigkeiten zwischen Anforderungen und weiteren Modellelementen modelliert? <input type="checkbox"/> Sind alle Prüfungen zur Verifikation der Anforderung modelliert und terminiert worden?

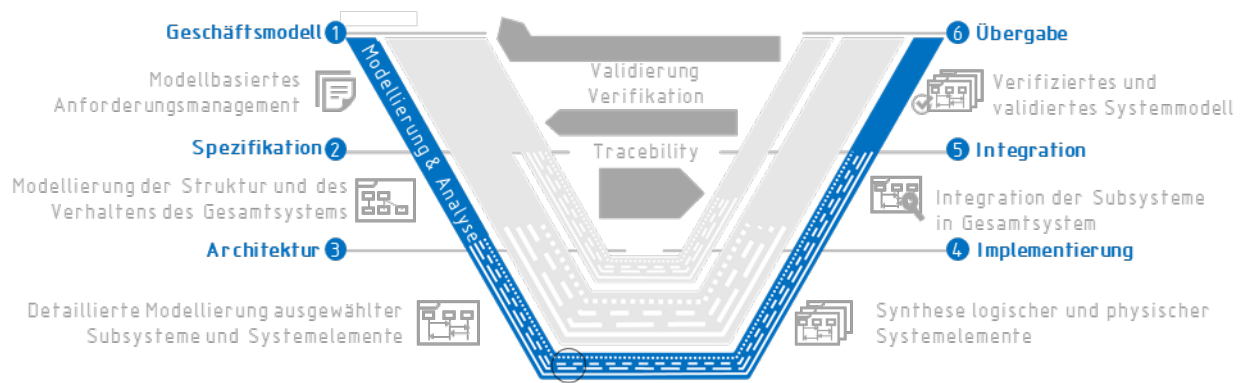
**Tabelle 4** Zusätzliche Kontrollfragen für Kontrollpunkt 3

Kontrollpunkte 4: Architektur
<input type="checkbox"/> Wurde die Architektur des Systemmodells modellbasiert abgebildet? <input type="checkbox"/> Wurde das Verhalten des Systems modelliert? <input type="checkbox"/> Wurde die logische und physische Architektur des Systems vollständig abgebildet? <input type="checkbox"/> Sind alle Abhängigkeiten zwischen den Modellelementen auf architektonischer Ebene modelliert worden?

**Tabelle 5** Zusätzliche Kontrollfragen für Kontrollpunkt 4

Kontrollpunkt 4: Implementierung
<input type="checkbox"/> Wurden die Prüfungen zur Verifikation der Anforderungen durchgeführt und modellbasiert abgebildet? <input type="checkbox"/> Wurden alle Schnittstellen des Systems bei der Implementierung berücksichtigt? <input type="checkbox"/> Sind alle Regularien, Normen und Vorschriften bei der Implementierung berücksichtigt worden? <input type="checkbox"/> Wurden alle technischen Änderungen an den Systemelementen analysiert und implementiert?





**Bild 1:** Kontrollpunkte der VDI 2206:2019 mit Fokus auf Modellierung und Analyse,

**Tabelle 6** Zusätzliche Kontrollfragen für Kontrollpunkt 5

Kontrollpunkte 5: Integration
<input type="checkbox"/> Wurden alle Qualitätsanforderungen bei der Erstellung des Informationssystems berücksichtigt (Vollständigkeit, Konsistenz, Klarheit, Korrektheit)?
<input type="checkbox"/> Können die Use Cases durch das entwickelte System zufriedenstellend realisiert werden?
<input type="checkbox"/> Erfüllen die Performance Kennzahlen die nicht-funktionalen Anforderungen?

**Tabelle 7** Zusätzliche Kontrollfragen für Kontrollpunkt 6

Kontrollpunkte 6: Übergabe
<input type="checkbox"/> Wurden die Inhalte des Systemmodells (Wirk-Zusammenhänge, Verifikationsplanung, ...) aufbereitet und gespeichert?
<input type="checkbox"/> Sind weitere Daten zur Dokumentation der modellbasierten Systementwicklung übergeben worden?

## 5 Anwendung und Reflexion

Die Validierung wird anhand eines industriellen Fallbeispiels durchgeführt. Als Fallbeispiel wird aufgrund der Aktualität und Interdisziplinarität ein Batteriesystem eines elektrifizierten Kraftfahrzeugs gewählt. Dieses mechatronische System hat Schnittstellen zu weiteren Subsystemen, beispielsweise Systemen mit mechanischem Kern wie der Rekuperationsbremse oder Software-Systemen wie dem Head-Up Display. Kontrollparameter, die durch das Batteriemanagementsystem gemessen und verarbeitet werden, sind die Zellspannung, die Temperatur und der Batteriestrom. Durch die Überwachung der Parameter ist es möglich, den Ladezustand (SOC – State of Charge) und die Alterung der Batteriezellen (SOH – State of Health) zu berechnen. [31] Anhand der berechneten Informationen ist es möglich vorherzusagen, ob der Fahrer mit der zur Verfügung stehenden Energie sein geplantes Ziel erreicht.

Zur Entwicklung des Systems „Batteriemanagementsystem“ wird das Modellierungstool „Cameo Systems Modeler“, die Modellierungssprache „SysML“ und die Modellierungsmethode „SysMOD“ gewählt.

**Kontrollpunkt 1:** Zu Beginn der Modellierung werden existierende Informationen zusammengetragen, um die zu modellierenden Inhalte festzulegen. Für das Batteriesystem werden Dokumente aus den frühen Phasen der Entwicklung zusammengetragen: Ein Business Model Canvas, eine Marktanalyse mit identifizierten Stakeholder-Anforderungen und eine Analyse der umgebenden Systeme und Umweltfaktoren. Zusätzlich werden die Entwicklungartefakte festgelegt, die durch Abhängigkeiten miteinander verknüpft werden (*Traceability*). Das Vorgehen orientiert sich an der RFLP-Logik (Requirements, Functions, Logical Elements, Physical Elements) [32]. In einem Systemkontext-Diagramm (Anpassung eines Blockdefinitionsdiagramms) werden die Akteure (`<<actors>>`), Umweltfaktoren (`<<effect>>`) und umgebenden Systeme (`<<external systems>>`) modelliert, anhand derer das verfolgte Geschäftsmodell abgebildet wird. Abhängige umgebende Systeme des Batteriesystems sind das Batteriemanagementsystem, die Rekuperationsbremse und die Head-Unit des Fahrzeugbildschirms. Mithilfe einer Allokation (`<<allocation>>`) werden die Elemente miteinander verknüpft und alle Kontrollfragen berücksichtigt.

**Kontrollpunkt 2:** Die identifizierten Stakeholder-Anforderungen werden als Anwendungsfälle im Use-Case Diagramm abgebildet und mit der Zielsetzung des Geschäftsmodells abgeglichen. Ein exemplarischer Use Case ist das Laden des Batteriesystems über die Wallbox im Haus des Kunden. Anhand der Use-Cases werden funktionale und nicht-funktionale Anforderungen abgeleitet, die in Anforderungs-Diagramme übertragen werden. Für jedes Hauptmerkmal wird ein Anforderungsdiagramm erstellt, um die Informationen zu kategorisieren. Exemplarische Hauptmerkmale für die Kategorisierung der Anforderungen sind Geometrie, Energie, Signal und Security. Durch das Verbinden der Anforderungen mit anderen Modellelementen Durchgängigkeit im Systemmodell sichergestellt und die Kontrollfragen beantwortet.

**Kontrollpunkt 3:** Auf Basis der abgeleiteten funktionalen Anforderungen wird eine Funktionshierarchie erstellt. Die Funktionshierarchie wird mithilfe von SysML-Stereotypen erstellt, indem die Metaklasse (`<<block>>`) im Meta-Modell der Modellierungssprache angepasst wird. Anschließend wird eine Produktstruktur in einem Blockdefinitionsdiagramm modelliert, welche die logischen Elemente des

Systems darstellt. Die Entwicklung bewertet die Lösungsalternativen und wählt physische Elemente aus, die in einer hierarchischen Produktstruktur abgebildet werden. Hierarchisch untergeordnete Komponenten sind unter anderem das Gehäuseoberteil, die Zellblöcke, die Zellüberwachungseinheit, die Hochspannungs-Elektronik, die Hochspannungs-Anschlüsse, die Kühlmittleitung, das Gehäuseunterteil und die Unterbodenverkleidung. Die Struktur zur Beschreibung der Energie-, Stoff- und Informationsflüsse wird in einem internen Blockdiagramm (ibd) dargestellt. Das Verhalten des Systems wird auf Basis von Expertenwissen detailliert, indem Aktivitätsdiagramme die internen Abläufe modellbasiert abbilden. Durch die einzelnen Schritte der Modellierung werden die Kontrollfragen beantwortet.

**Kontrollpunkt 4:** Die ausgewählten logischen Elemente werden in der disziplinspezifischen Implementierung detailliert. Innerhalb der Disziplinen werden weitere Partialmodelle in etablierten Autorensystemen erstellt. Hierzu zählt die geometrische Konstruktion in CAD und die Abbildung des elektrischen Regelkreises in einem CAE Werkzeug. Parameter, die für die Verifikation von Anforderungen relevant sind, werden dem <<block>> als Eigenschaften zugeordnet. Innerhalb des Parameterdiagramms werden mathematische Formeln hinterlegt, um beispielsweise den Ladezustand (State of Charge) zu berechnen. Die Prüfplanung zur Verifikation der Anforderungen wird mithilfe von <<test cases>> modellbasiert abgebildet. Für die Anforderungen, die auf Ebene der Systemkomponenten verifiziert werden, wird die Verifikation im Systemmodell sichergestellt. Hierzu wird jeder Anforderung mindestens ein <<test case>> zugeordnet, welcher die tatsächlich durchgeführten Eigenschaftsprüfungen repräsentiert.

#### **Kontrollpunkt 5:**

Anschließend werden die Systemkomponenten zu Sub-Systemen integriert, beispielsweise werden die instanziierten Batteriezellen zu dem Batteriemodul zusammengefasst und integriert. Bei der Integration gilt es die Konsistenz der modellbasiert abgebildeten Schnittstellen zu prüfen. Auf der Ebene der Sub-Systeme werden weitere Anforderungen verifiziert. Das Vorgehen der Verifikation entspricht dem beschriebenen Vorgehen in Kontrollpunkt 4.

**Kontrollpunkt 6:** Nach der Integration wird die Übergabe des entwickelten Systems vorbereitet. Bei der Übergabe werden neben dem physischen System ebenfalls zusätzliche Entwicklungs-Dokumente übergeben. Hierzu werden PDFs des Systemmodells extrahiert, welche die modellbasierte Abbildung dokumentieren. Ebenfalls besteht die Möglichkeit, nachträgliche Änderungsbedarfe für zukünftige Produktgenerationen anhand der modellbasierten Informationen zu analysieren und die Auswirkungen dieser technischen Änderungen zu bewerten.

**Reflexion:** Die Anwendung der Kontrollfragen hat gezeigt, dass die relevanten Schritte der modellbasierten Entwicklung behandelt werden. So gehen in die Fragen jedes Kontrollpunkts Elemente aus jeweils mindestens zwei Methoden ein (vgl. Tabelle 1). In Verbindung mit den existierenden Kontrollfragen und der Erweiterung auf Produktionssystementwicklung [33] werden alle Aspekte zur

Überprüfung des Entwicklungsfortschritts berücksichtigt. Dies ermöglicht die Überprüfung der Vollständigkeit sowie des Reifegrads der Modellierung. Abhängig von der Komplexität des zu entwickelnden Systems müssen die Fragen zusätzlich detailliert oder reduziert werden. Dies ist möglich, da die Kontrollpunkte methodenunabhängig sind und so durch spezifische detaillierende Fragen an die Bedarfe und Prozesse eines Unternehmens angepasst werden können. Diese Erweiterung erfolgt im Zuge des Tailoring des Systems Engineerings.

## **6 Zusammenfassung**

Das vorliegende Papier beschreibt einen Kontrollmechanismus für den Fortschritt und Reifegrad der modellbasierten Entwicklung mechatronischer Systeme. Basierend auf einer systematischen Literaturrecherche werden relevante Prozesse des Systems Engineering und Methoden des Model-Based Systems Engineering identifiziert und analysiert. Anschließend werden Implikationen für die Entwicklung mechatronischer Systeme anhand des V-Modells der VDI 2206:2021 abgeleitet. Die Kontrollfragen des V-Modells werden auf Basis der identifizierten Implikationen um Aspekte der modellbasierten Systementwicklung ergänzt. Die Anwendbarkeit der erweiterten Kontrollfragen wird anhand des industriellen Fallbeispiels eines Batteriesystems demonstriert.

Die Ergebnisse des Papiers unterstützen Entwickler bei der modellbasierten Systementwicklung mit Hilfe des V-Modells der VDI2206:2021, indem der Status der modellbasierten Entwicklung anhand der Kontrollfragen an den einzelnen Kontrollpunkten reflektiert werden kann.

Die aus der modellbasierten Entwicklung resultierenden Systemmodelle können genutzt werden, um Auswirkungsanalysen für die Bewertung technischen Änderungen zu ermöglichen [34]. Mithilfe eines MBSE-Rollenmodells [35] wird die bedarfsgerechte Anwendung und prozessuale Einbettung in den Produktentstehungsprozess unterstützt.

## **7 Literatur**

- [1] Gräßler, I.; Hentze, J.; Yang, X.: "Eleven Potentials for Mechatronic V-Model". In: Villmer, F.-J.; Padoanao, E. (Hrsg.) Production Engineering and Management, 2016, S. 257–268.
- [2] Graessler, I.; Hentze, J.: "The new V-Model of VDI 2206 and its validation". In: at - Automatisierungstechnik 68 (2020) 5, S. 312–324.
- [3] Delligatti, L.: "SysML distilled. A brief guide to the systems modeling language". Addison-Wesley, Upper Saddle River, NJ, 2014.
- [4] Boehm, B. W.: "Guidelines for Verifying and Validating Software Requirements and Design Specifications". In: Samet, P. A. (Hrsg.) Euro IFIP 79, 1979, S. 711–719.
- [5] VDI: "VDI 2206 - Design methodology for mechatronic systems (2004) 2206". Beuth Verlag GmbH,
- [6] Gräßler, I.: "Competitive Engineering in the Age of Industry 4.0 and Beyond". In: Proceedings of TMCE. Las Palmas de Gran Canaria, 2018.

- [7] Gräßler, I.; Hentze, J.; Bruckmann, T.: "V-Models for Interdisciplinary Systems Engineering". In: Design Society (Hrsg.) Proceedings of the DESIGN 2018 15th International Design Conference, 2018, S. 747–756. DOI: 10.21278/idc.2018.0333.
- [8] Bender, K.: "Embedded Systems. Qualitätsorientierte Entwicklung". Springer, Berlin, 2005.
- [9] Walden, D. D.; Roedler, G. J.; Forsberg, K.; Hamelin, R. D.; Shortell, T. M.: "Systems engineering handbook. A guide for system life cycle processes and activities". Wiley, New Jersey, 2015.
- [10] U.S. Department of Transportation: "Systems Engineering Guidebook for Intelligent Transportation Systems. Version 3.0 (2009)". U.S. Department of Transportation,
- [11] Eigner, M.; Dickopf, T.; Apostolov, H.: "The Evolution of the V-Model: From VDI 2206 to a System Engineering Based Approach for Developing Cybernetic Systems". In: Ríos, J.; Bernard, A.; Bouras, A.; Foufou, S. (Hrsg.) Product lifecycle management and the industry of the future. Cham, 2017, S. 382–393. DOI: 10.1007/978-3-319-72905-3\_34.
- [12] Gräßler, I.: "Umsetzungsorientierte Synthese mechatronischer Referenzmodelle". In: Konferenzband der VDI Mechatronik, 2015, S. 167–172. DOI: 10.31224/osf.io/xspbm.
- [13] International Council on Systems Engineering (INCOSE): "INCOSE Systems Engineering Vision 2020, 2007.
- [14] Estefan, J. A.: "Survey of model-based systems engineering (MBSE) methodologies, 2008.
- [15] omg: "OMG Systems Modeling Language (OMG SysML™) (2012)". URL: <http://www.omg.org/spec/SysML/1.3/>.
- [16] Friedenthal, S.; Moore, A.; Steiner, R.: "A practical guide to SysML. The systems modeling language". Elsevier; Morgan Kaufmann, Amsterdam, Waltham, Mass., 2015.
- [17] Rashid, M.; Anwar, M. W.; Khan, A. M.: "Toward the tools selection in model based system engineering for embedded systems—A systematic literature review". In: Journal of Systems and Software 106 (2015), S. 150–163.
- [18] Machi, L. A.; McEvoy, B. T.: "The literature review. Six steps to success". Corwin, Thousand Oaks, Calif., 2012.
- [19] Hoffmann, H.-P.: "Systems Engineering Best Practices with the Rational Solution for Systems and Software Engineering. Deskbook Release 4.1, 2013.
- [20] Weilkiens, T.: "Systems Engineering mit SysML/UML. Modellierung, Analyse, Design". dpunkt, Heidelberg, 2014.
- [21] Roques, P.: "MBSE with the ARCADIA Method and the Capella Tool". HAL archives, 2016.
- [22] Kordon, M.; Wall, S.; Stone, H.; Blume, W.; Skipper, J.; Ingham, M.; Neelon, J.; Chase, J.; Baalke, R.; Hanks, D.; Salcedo, J.; Solish, B.; Postma, M.; Machuzak, R.: "Model-Based Engineering Design Pilots at JPL". In: Kordon, M.; Wall, S.; Stone, H.; Blume, W.; Skipper, J.; Ingham, M.; Neelon, J.; Chase, J.; Baalke, R.; Hanks, D.; Salcedo, J.; Solish, B.; Postma, M. (Hrsg.) 2007 IEEE Aerospace Conference, 2007, S. 1–20. DOI: 10.1109/AERO.2007.353021.
- [23] Dori, D.; Reinhartz-Berger, I.: "An OPM-Based Metamodel of System Development Process". In: Goos, G.; Hartmanis, J.; van Leeuwen, J.; Song, I.-Y.; Liddle, S. W.; Ling, T.-W.; Scheuermann, P. (Hrsg.) Conceptual Modeling - ER 2003. Berlin, Heidelberg, 2003, S. 105–117. DOI: 10.1007/978-3-540-39648-2\_11.
- [24] Gausemeier, J.; Gaukster, T.; Tschirner, C.: "Systems Engineering Management Based on a Discipline-Spanning System Model". In: Procedia Computer Science 16 (2013), S. 303–312.
- [25] Kruchten, P.: "The rational unified process. An introduction". Addison-Wesley, Upper Saddle River, NJ, 2007.
- [26] Negele, H.; Fricke, E.; Igenbergs, E.: "ZOPH - A Systemic Approach to the Modeling of Product Development Systems". In: INCOSE International Symposium 7 (1997) 1, S. 266–273.
- [27] Fernandez, J. L.; Hernandez, C.: "Practical model-based systems engineering". Artech House, Boston, London, 2019.
- [28] Schindel, B.; Peterson, T.: "Pattern Based Systems Engineering—Leveraging Model Based Systems Engineering for Cyber-Physical Systems". In: 14th international vehicle systems engineering and technology symposium. Ichigan.
- [29] ISO/IEC/IEEE: "System- und Software-Engineering - System-Lebenszyklus-Prozesse (2015) ISO/IEC/IEEE 15288:2015-05,
- [30] Salehi, V.; Wang, S.: "Munich Agile MBSE Concept (MAGIC)". In: 2220-4342 1 (2019) 1, S. 3701–3710.
- [31] Korthauer, R. (Hrsg.): "Handbuch Lithium-Ionen-Batterien, Berlin, Heidelberg, 2013.
- [32] Eigner, M.; Gilz, T.; Zafirov, R.: "Interdisziplinäre Produktentwicklung. Modellbasiertes Systems Engineering". URL: <https://www.plmportal.org/de/forschung-detail/interdisziplinare-produktentwicklung-modellbasiertes-systems-engineering.html>. Abrufdatum 12.03.2018.
- [33] Gräßler, I.; Wiechel, D.; Roesmann, D.; Thiele, H.: "V-model based development of cyber-physical systems and cyber-physical production systems". In: Procedia CIRP 100 (2021), S. 253–258.
- [34] Gräßler, I.; Wiechel, D.: "Systematische Bewertung von Auswirkungenanalysen des Engineering Change Managements". In: Proceedings of the 32nd Symposium Design for X (DFX2021), 2021. DOI: 10.35199/dfx2021.12.
- [35] Gräßler, I.; Wiechel, D.; Pottebaum, J.: "Role model of model-based systems engineering application". In: IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 1097 (2021) 1, S. 12003.

# Modellbasierte Entwicklung von Flugreglern vollaktuierter Multikopter durch Codeexport von Simulink nach ROS

## Model-based Development Process of Flight Controllers for Fully Actuated Multicopters by Code Export from Simulink to ROS

Micha Schuster, TU Dresden, Professur für Dynamik und Mechanismentechnik, [micha.schuster@tu-dresden.de](mailto:micha.schuster@tu-dresden.de)

David Bernstein, TU Dresden, Professur für Dynamik und Mechanismentechnik, [david.bernstein@tu-dresden.de](mailto:david.bernstein@tu-dresden.de)

Willy Reichert, TU Dresden, Professur für Dynamik und Mechanismentechnik

Klaus Janschek, TU Dresden, Professur für Automatisierungstechnik, [klaus.janschek@tu-dresden.de](mailto:klaus.janschek@tu-dresden.de)

Michael Beitelschmidt, TU Dresden, Professur für Dynamik und Mechanismentechnik, [michael.beitelschmidt@tu-dresden.de](mailto:michael.beitelschmidt@tu-dresden.de)

### Kurzfassung

In diesem Beitrag wird ein geschlossener Entwicklungsprozess für Flugregler vollaktuierter Multikopter auf Basis von Simulink und ROS vorgestellt. Dieser Entwicklungsprozess, der sich am V-Modell nach VDI/VDE 2206 orientiert, ermöglicht einerseits eine schnelle, effiziente und detaillierte Modellierung und Simulation durch die Nutzung von MATLAB/Simulink als Simulationsumgebung. Andererseits wird durch einen automatisierten Export des Simulationsmodells in ROS/C++ Code und anschließende Kompilierung ein hoch performanter Code erzeugt, der im Vergleich zu Simulink sehr geringe Leistungsanforderungen an die Zielhardware stellt und eine zeitaufwändige und fehleranfällige manuelle Übertragung nach C++ erspart. ROS bietet eine breite Hardwareunterstützung und kann durch seine Node-Struktur und standardisierte Kommunikationsschnittstellen leicht in bestehende Softwarestrukturen eingebunden werden. Der vorgestellte Entwicklungsprozess wird beispielhaft auf die Entwicklung eines Beobachters für Interaktionskräfte angewendet und im realen Flugexperiment validiert.

### Abstract

In this paper, a closed-loop development process for flight controllers of fully actuated multicopters based on Simulink and ROS is presented. The development process, which is based on the V-model according to the standard VDI/VDE 2206, enables fast, efficient and detailed modeling and simulation by using MATLAB/Simulink as the simulation environment. In addition to this, an automated export of the simulation model to ROS/C++ code and following compilation generates a high-performance code. This has, compared to Simulink, very low performance requirements on the target hardware and avoids a time-consuming and error-prone manual transfer to C++. ROS offers broad hardware support and can be easily integrated into existing software structures thanks to its node structure and standardized communication interfaces. The presented development process is exemplarily applied to the development of an observer for interaction forces and validated in a real flight experiment.

## 1 Introduction

### 1.1 Motivation

Small, unmanned multicopters have been established on the market for many years and cover a wide range from small remote-controlled toy drones to large, semi-autonomous, commercially deployed multicopters. Thereby, the field of application of these conventional multicopters is mainly limited to camera-based applications, in which the multicopter only acts as a flying sensor carrier. In such applications, contact with the environment is undesirable and represents a major safety risk. In addition to this large commercially available application area, the development of multicopters for manipulation tasks is subject of recent research. In contrast to the camera applications

mentioned above, physical contact with the environment is part of the operational scenario here. For these novel applications, the development of new multicopter concepts is required. One of these concepts relies on multicopters with tilted rotors that have the ability to apply forces and torques independently in all spatial directions without the need to change the orientation. Furthermore, they are able to maintain (within certain limits) an arbitrary static orientation. This special class is called fully actuated multicopters and requires special fully actuated flight controllers. Interaction tasks also bring a variety of new challenges, such as the application and determination of working and contact forces and torques, or the exact positioning relative to the target object. In order to cope with these tasks with novel multicopters, increased requirement profile and increased risk, new control concepts, good system modeling and in-

tensive testing are necessary. The development process can be divided into three main stages: (1) Modeling, controller development and simulation, (2) the generation and integration of high-performance code for the respective target hardware and (3) extensive testing in simulation and flight experiment. The development is an interactive process with frequent changes between the mentioned phases. In order to enable an efficient development process, a simple transition between the stages plays an important role in addition to the optimization within the respective stages. In this paper, a methodology is presented, how this process can be designed efficiently for the development of fully actuated multicopters for tactile tasks.

## 1.2 State of the Art

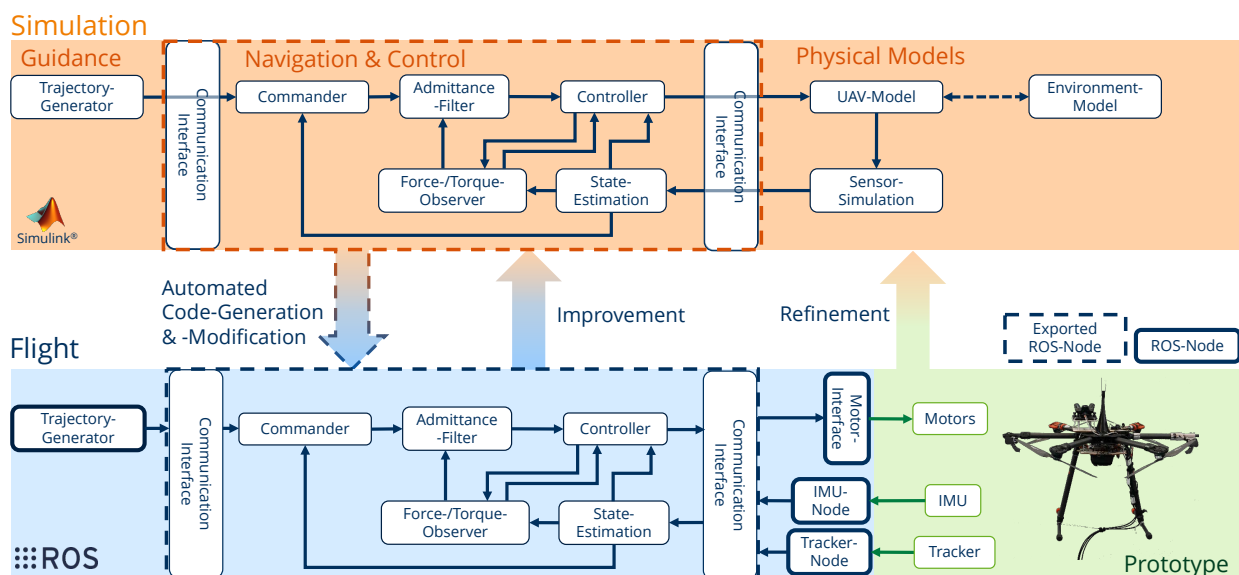
The development of multicopters for new operational fields often includes adaptations up to redevelopment of existing flight controllers. For this purpose, different practices and tools for controller development and code execution have become established. One common way is to adapt the widely used PX4 autopilot, which originally was developed for conventional multicopters, to make it capable for the control of interaction flight maneuvers [1, 2, 6, 14]. Also, MATLAB®/Simulink® with its provided hardware interfaces is often used for development and execution of flight controllers [4, 5, 10]. Simulink in particular is very well suited to efficiently implement complex control algorithms thanks to its graphical programmability and numerous powerful toolboxes. One drawback is the requirement of higher performance target hardware, which must be able to run a Simulink model sufficiently fast compared to running fully compiled control algorithms. Those compiled control algorithms can either be realized as fully in-house developments or by using existing frameworks such as the Robot Operating System (ROS), which also provides libraries for multicopter control development [11, 12]. In recent projects [2–4, 6], ROS is mostly used as middleware

between several guidance, navigation, control and peripheral components, benefiting from its broad hardware support for robotics components. As of now, ROS has not been widely used as a stand-alone tool for flight control implementation and execution for physical interactive tasks. A downside is the time-consuming control development in C++. Furthermore the GAZEBO simulator [7] that is commonly used in combination with ROS, is specialized on software-in-the-loop simulations for controller verification but is less suitable for precise physical modeling, which is of high importance for physical interactive tasks.

To realize a rapid development process, in addition to a suitable simulation environment and fast code execution, it is necessary to easily switch between simulation and real flight experiment. In [9] a development process using code export from Simulink is shown. However it does not use a standardized communication interface, which increases the effort for integrating new modules into the framework. The work presented in [10] shows a comprehensive development process based on a main controller running in Simulink and a PX4 backup controller with a strong focus on safety for outdoor experiments. This enormous initial effort will probably not pay off for projects that will remain in a flight lab environment.

## 1.3 Aim and Outline of this Paper

This paper presents a new methodology for rapid development of advanced multicopter flight control systems. Chapter 2 deals with the general development process based on the V-model from VDI standard 2206 [15]. The development process is exemplarily applied to the development of a wrench observer for aerial mobile manipulation in chapter 3.



**Figure 1** Overview of the code architecture in Simulink and ROS. Orange: Simulink, blue: ROS, green: multicopter prototype



## 2 Development Process

### 2.1 Choice of the Development Environment

Rapid and efficient control development benefits from a powerful simulation environment, fast code execution in the flight experiment, fast and easy switching between simulation and flight experiment and a wide hardware support for sensors and actors. As mentioned in section 1.2, MATLAB/Simulink is one of the top simulation environments in system modeling and control design and is widely used. ROS primarily benefits from its broad hardware support and the very fast execution of the compiled code by default. In addition, its standardized node architecture and messaging framework enables clear and transparent code structure and efficient communication between multiple nodes. As of release R2019b, Simulink provides a ROS interface for coupling both of the platforms. As a downside this ROS interface has a low performance and is too slow for real-time control with high sampling rates. Thus, the presented development process will build on Simulink and ROS and overcome the low speed of the ROS interface in Simulink with an automated code export as a stand alone ROS node.

### 2.2 Simulation Model Architecture

The overall architecture of the simulation model is shown in Fig. 1 (top). It can generally be divided into three main components:

#### 1) Physical Models

This part of the simulation model contains the sub-models that represent physical processes. This includes a model of the multicopter with its inertia, the modeling of the motors as well as the thrust generation. Besides this, the environment is modeled to simulate physical interaction tasks. The effect of the environment on the multicopter is realized by external forces or torques. As another physical submodel, the sensors such as the IMU or an external tracking system are implemented with their respective characteristics.

#### 2) Guidance, Navigation, Control (GNC)

This module is the main subject of the development process. It contains the navigation and control functionalities such as the flight controller, a state estimator and a commander that manages the respective flight modes (lift off, hovering, trajectory tracking, contact, landing, error, ...). For tactile interaction tasks it is extended by a force-torque observer to determine the external loads applied to the multicopter from the environment. An admittance filter adapts the desired pose based on the external loads to achieve the desired mechanical compliance of the system. Depending on the system design, a trajectory generator as guidance functionality can also be integrated into this module. As in figure 1, the module without trajectory generator is named Navigation and Control (NC) module within this paper due to not containing the complete

guidance functionality.

#### 3) Communication Interface

The communication interface contains all ROS specific functionalities to keep the navigation and control (NC) module general. When the model is used for simulation in Simulink, the communication interface is bypassed by the signals of the physical models and the guidance. For the code export the NC module is disconnected from physical models and guidance and connected to the communication interface instead. The communication interface contains the blocks *publish* and *subscribe* from the Simulink-ROS library for all necessary topics for enabling the automatic embedded code generation for the communication between the NC module and the ROS nodes of motors, sensors, and trajectory generator.

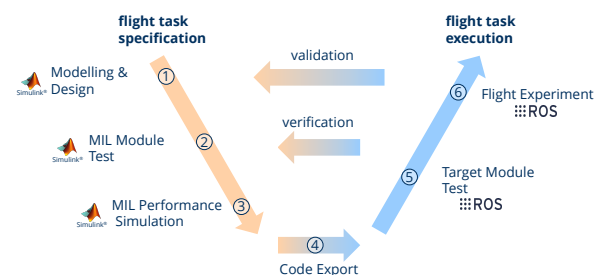


Figure 2 Development process based on the V-model

### 2.3 Steps of the Development Process

The development process presented here is based on the V-model as defined by standard VDI/VDE 2206 [15] and is shown schematically in Fig. 2.

After specification and theoretical conception, the development process of new functionalities or modules consists of six steps:

#### 1) Modeling and Design

Starting from a theoretical concept for a new functionality (e.g. a controller or filter) or physical effect, first of all a model is implemented in the simulation environment.

#### 2) MIL Module Test

The module implemented in step 1) is tested in an open loop test.

This can be done in three stages: As first stage, synthetically generated ideal test data is used to verify the module behaviour in principle. As second stage, the robustness of the module e.g. against sensor noise is tested with simulated sensor data (incl. noise, latency, etc.). As third stage, recorded sensor data is fed into the simulation model to further optimize the model.

#### 3) MIL Performance Simulation

After completing the open loop module test, the newly developed module is included into the overall simulation model and the functionality performance, stabil-

ity and robustness is tested in a closed model in the loop (MIL) simulation.

#### 4) Code Export

The tested simulation model (here: NC) is exported to the target language (here: C++, ROS). For this purpose, the automatic code export of Simulink is used and processed by a automated code modification, which is described in chapter 2.4.

#### 5) Target Module Test

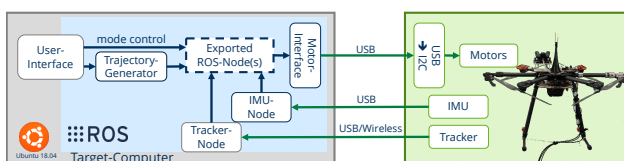
The exported code is executed as a stand-alone ROS node on the target hardware and can be tested separately in an open loop. Here, the correct operation of the communication interfaces is tested primarily.

#### 6) Flight Experiment

Once all previous tests have been successfully completed, the newly developed functionality can be tested and validated in a real flight experiment. The development process can be repeated iteratively for further module improvements or refinements of the environment model.

## 2.4 Automated Code Export and Modification

Due to the high computation time of the ROS interface within the Simulink environment shown in Table 1, it is necessary to convert the simulation model entirely into compiled code. With the Simulink Coder, Simulink provides an export functionality to export ROS Nodes in C++ from simulation models. The blocks of the Simulink model including the communication interface blocks are exported as separate C++ functions. The communication interface blocks, which are mentioned in section 2.2 part 3), implement the publishing and subscribing of ROS messages. Incoming data is buffered to be used in the next time step. Outgoing data is published immediately when the respective function is called within the current time step. A master function realizes the coupling of the exported functions for the correct execution sequence within a time step or control cycle. A superordinate operator realizes the time step simulation with constant step size by calling the master function periodically. This default execution method is useful when the exported model itself is the trigger of the whole control loop. Since conventional sensors have a fixed sampling rate and cannot be synchronized with the exported module, additional latencies result between publishing and processing of the sensor data. Using a very high clock rate of the exported module, this latency can be



**Figure 3** Hard- and software setup during flight experiments

**Table 1** Comparison of the real time factor of a Simulink model with and without the ROS interface (I/F)

<i>Environment</i>	<i>with ROS I/F</i>	<i>without ROS I/F</i>
Simulink	0.033	2.5
Exported to Target	10 (median)	-

minimized, but results in a high system load. For both low latency and low system load, it is useful to make the sensor with the highest sampling rate the trigger for the exported module. Accordingly, in the automated code modification of the exported code, the aforementioned master function is removed from the fixed time step simulation and placed in a callback structure. For this, the operator is deactivated and a callback function to the corresponding sensor message is generated. This callback function calls the master function after making the sensor message data accessible to it. Polling of the corresponding sensor data is removed from the master function sequence.

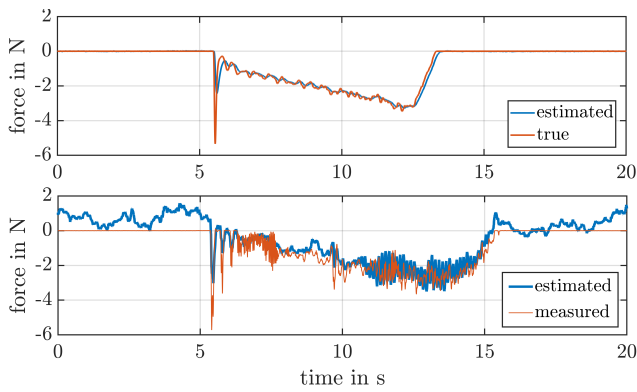
## 3 Case Study

### 3.1 Multicopter and Model Setup

The used multicopter prototype is a hexarotor with rotors arranged in a regular star shape. The rotor axes are each rotated about the longitudinal axis of the arms to achieve full actuation. The fixed rotation angle for each rotor is 20°. For the design of the multicopter see [8]. The total mass is 4.9 kg. The sensor system consists of an inertial measurement unit (IMU) for measuring translational acceleration and angular velocity, as well as the HTC Vive tracking system, which originally comes from the virtual reality field and provides a cost-effective alternative to camera-based motion capture systems for determining absolute position. To estimate the full pose and twist of the multicopter, an Extended Kalman Filter (EKF) with 16 states is used for sensor fusion of the IMU and tracker data. A 6-DOF PD controller is used to control the state of the multicopter. To prevent static control errors, the estimated external wrench is used for feed forward control. Additionally, an inte-



**Figure 4** Multicopter with rod-shaped manipulator in contact with the sensor surface.



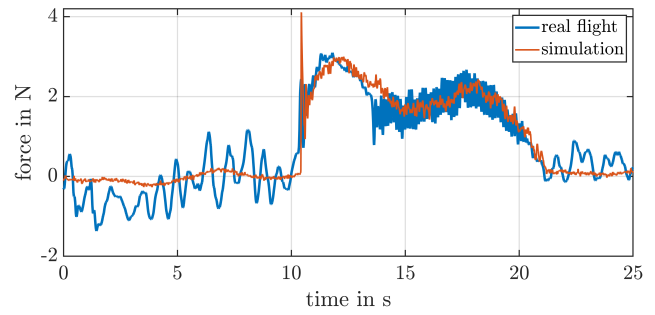
**Figure 5** Estimated contact force and true resp. measured contact force for the module test (step 2) with idealized simulation data (top) and with real sensor data (bottom)

grating controller is used for all DOF except the contact direction. The 6-DOF force-torque observer corresponds to [13]. The admittance filter applies a compliance to the system in the contact direction. Separate ROS nodes for each sensor provide communication interfaces and preprocessing of sensor data. As target hardware either a ground computer connected by cable to the multicopter or a single-board on-board computer can be used. For the data presented here, as target the desktop computer specified in section 3.1 is used. Power supply as well as transmission of sensor data and actuator commands are cable based. The setup is shown schematically in Fig. 3.

### 3.2 Simulation Performance

As mentioned in chapter 2.1, the performance of the ROS interface within Simulink is very low. In table 1 the real time factor of the simulation model in Simulink with and without the ROS interface is compared with the real time factor of the code exported as a stand alone ROS node to the target system. The real time factor denotes the ratio of simulated time to required computation time. The test was carried out on a desktop computer running Ubuntu 18.04 and an Intel Xeon® 2.67 GHz CPU. In total 18 publish and 8 subscribe blocks from the ROS toolbox were used within the model. The used simulation time step of 4 ms corresponds to the sampling rate of the IMU. One can see that the Simulink export to standalone ROS nodes on the target is the only powerful way to run a Simulink controller with ROS interfaces. The ROS node export also enables the controller execution without running Simulink at all and saves resources at the target hardware.

The code generation for the full NC module currently takes 402.5 sec, of which 243 s stem from the compilation of the Simulink model, 143 sec from the code generation, 1.5 sec from the code modification and 15 sec from the final compilation of the C++ code.



**Figure 6** Comparison of the estimated contact force in simulation (step 3) and in real flight (step 6).

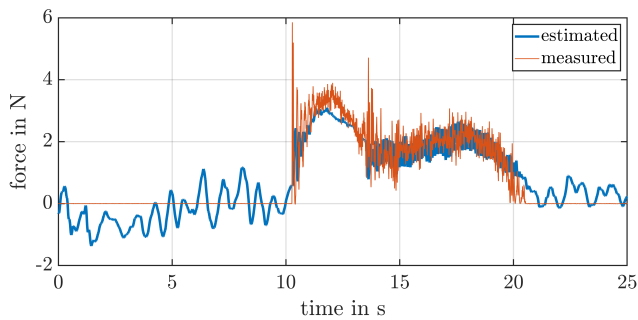
### 3.3 Application of the Development Process

The development process presented in chapter 2.3 is demonstrated using the example of the development of a force-torque observer for tactile interaction described in [13]. The flight task is to apply a force to a horizontal surface equipped with a force sensor. In Fig. 4 the multicopter with rod-shaped manipulator is shown at the moment of contact with the sensor surface. The cable feed can be seen at the bottom of the multicopter.

Fig. 5 shows step 2 of the development process, the MIL module test. The wrench observer is tested in the simulation without feedback (open loop). The result of an ideal MIL simulation is shown at the top. The input data for the wrench observer was generated with a closed position control loop without any sensor noise. A separate module test with recorded sensor data from a real flight as input to the wrench observer is shown below. The true contact force determined in the simulation is shown in red. The comparison verifies the observer design and shows the general performance of the observer. The recorded sensor data originates from a flight experiment in which the pose of the multicopter was controlled by a simple PID controller.

In Fig. 6 the estimated contact force in a flight experiment with closed control loop via wrench observer and admittance filter is shown. The result of the simulation is shown in red (step 3), the result of the flight experiment in blue (step 6). The comparison of the two results already shows a high correspondence between simulation and real flight experiment. The nonzero estimated force before contact in real flight mainly results from the influence of the power and data cables hanging on the multicopter, whose influence is not taken into account in the simulation.

To validate the observer, the comparison of estimated contact force and contact force measured with an external force sensor is shown in Fig. 7. The data from the force sensor and observer were manually synchronized based on the acceleration measurements of the IMU. The measured values from the force sensor are low-pass filtered. Again, there is good correspondence between the observer's estimate and the reference measurement by the force sensor.



**Figure 7** Force measured with an external force sensor and estimated by the observer during the flight experiment to validate step 6

## 4 Conclusion

This paper presents a closed-loop development process for flight controllers with a focus on tactile interaction tasks. In the presented process, the advantages of Simulink as a modeling and development environment are combined with the advantages of ROS which offers a versatile and powerful interface with low system requirements for fast code execution. The automatic code export from Simulink to ROS avoids time-consuming and error-prone manual implementation in a high-performance programming language. The presented development process is applied to the example of an observer for the determination of contact forces and shows a good transferability of the simulation results to reality. The remaining deviations can be minimized in the future by refining the environment model.

## 5 References

- [1] Bodie, K.; Brunner, M.; Pantic, M.; Walser, S.; Pfändler, P.; Angst, U.; Siegwart, R.; Nieto, J.: *Active Interaction Force Control for Contact-Based Inspection With a Fully Actuated Aerial Vehicle*. IEEE Transactions on Robotics, Vol. 37, No. 3, June 2021
- [2] Rashad, R.; Bicego, D.; Jiao, R.; Sanchez-Escalonilla, S.; Stramigioli, S.: *Towards Vision-Based Impedance Control for the Contact Inspection of Unknown Generically-Shaped Surfaces with a Fully-Actuated UAV*. IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS) October 25-29, 2020, Las Vegas, NV, USA (Virtual)
- [3] Montufar, D. I.; Muñoz, F.; Espinoza, E. S.; Garcia O.; Salazar S.: *Multi-UAV Testbed for Aerial Manipulation Applications*. 2014 International Conference on Unmanned Aircraft Systems (ICUAS) May 27-30, 2014. Orlando, FL, USA
- [4] Offermann, A.; Castillo, P.; De Miras, J.: *Nonlinear model and control validation of a tilting quadcopter*. 28th Mediterranean Conference on Control and Automation (MED) 15-18 September, 2020 - Saint-Raphaël, Frankreich.
- [5] Franchi, A.; Carli, R.; Bicego, B.; Ryll, M.: *Full-Pose Tracking Control for Aerial Robotic Systems With Laterally Bounded Input Force*. IEEE Transactions on Robotics, Vol. 34, No. 2, April 2018
- [6] Hamaza, S.; Georgilas, I.; Fernandez, M.; Sanchez, P.; Richardson, T.; Heredia, G.; Ollero, A.: *Sensor Installation and Retrieval Operations Using an Unmanned Aerial Manipulator*. IEEE Robotics and Automation Letters Vol. 4, No. 3, July 2019, pp. 2793 - 2800
- [7] Meyer, J.; Sendobry, A.; Kohlbrecher, S.; Klingauf, U.; Stryk, O. v.: *Comprehensive Simulation of Quadrotor UAVs Using ROS and Gazebo*. Proceedings of the Third international conference on Simulation, Modeling, and Programming for Autonomous Robots, 2012
- [8] Schuster, M.; Bernstein, D.; Yao, C.; Janschek, K.; Beiteltschmidt, M.: *Lastraumbasierte Auslegung vollaktuierter Flugroboter*. VDI Mechatroniktagung, Paderborn, März 2019. Tagungsband Fachtagung Mechatronik 2019, ISBN 978-3-945437-05-6, S. 208-213
- [9] Santamaría, D.; Alarcón, F.; Jiménez, A.; Viguria, A.; Béjar, M.; Ollero, A.: *Model-based design, development and validation for UAS critical software*. J. Intell. Robotic Syst., vol. 65, pp. 103-114, 2012.
- [10] De Cos, C. R.; Fernandez, M. J.; Sanchez-Cuevas, P. J.; Acosta, J. Á.; Ollero, A.: *Model-based design, development and validation for UAS critical software*. IEEE Access, vol. 8, pp. 223827-223836, 2020, doi: 10.1109/ACCESS.2020.3044098
- [11] Jackson, J.; Koch, D.; Henrichsen, T.; McLai, T.: *ROSflight: A Lean Open-Source Research Autopilot*. 2020 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS) October 25-29, 2020, Las Vegas, NV, USA (Virtual)
- [12] ROScopter <https://github.com/byu-magicc/roscopter>.
- [13] Ryll, M.; Muscio, G.; Pierri, F.; Cataldi, E.; Antonelli, G.; Caccavale, F.; Bicego, D.; Franchi, A.: *6D interaction control with aerial robots: The flying end-effector paradigm*. in The International Journal of Robotics Research, Vol 38, Issue 9, 2019
- [14] Meier, L.; Honegger, D.; Pollefeys, M.: *PX4: A node-based multithreaded open source robotics framework for deeply embedded platforms*. in Proc. IEEE Int. Conf. Robot. Automat. (ICRA), May 2015, pp. 6235-6240
- [15] VDI – The Association of German Engineers *Standard VDI/VDE 2207: Development of mechatronic and cyber-physical systems*



# **Versuchsmethodik zur Charakterisierung von Schadensmechanismen durch Fragmenteinbringung an einer skalierten Getriebestufe für die Luftfahrtzertifizierung durch integrierte Messsysteme**

## **Design of experiment for the characterization of damage mechanisms by fragment ingestion within a down-sized gear stage for airworthiness certification using integrated measurement systems**

M.Sc. Julia Andrea Haas, Hochschule, TU Darmstadt, Institut für Mechatronische Systeme im Maschinenbau, 64287 Darmstadt, Deutschland, julia\_andrea.haas@tu-darmstadt.de

M.Sc. Christian Fischer, Hochschule, TU Darmstadt, Institut für Mechatronische Systeme im Maschinenbau, 64287 Darmstadt, Deutschland, fischer@ims.tu-darmstadt.de

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Stephan Rinderknecht, TU Darmstadt, Institut für Mechatronische Systeme im Maschinenbau, 64287 Darmstadt, Deutschland, rinderknecht@ims.tu-darmstadt.de

### **Kurzfassung**

Im Rahmen dieses Papers wird ein Messvorhaben vorgestellt, das Schadensmechanismen innerhalb einer Flugzeugtriebwerk-Leistungsplanetengetriebestufe bei Überrollung eines Fragmentes aufzeichnet. Der zugrundeliegende Versuchsplan sieht vor, wiederholgenau ein Prüffragment in die Sonnen-Planeten- sowie Planeten-Hohlrad Zahnpaarung bei langsamer (quasistatisch) und schneller (dynamisch) Sonnen-Drehzahl einzubringen, dieses mit einem Planeten zu überrollen und die auftretenden Lasten und Deformationen messtechnisch zu erfassen. Für die Umsetzbarkeit an einem Prüfstand ist das Triebwerkgetriebe über einen im Weiteren skizzierten Ähnlichkeitsmechanischen Ansatz herunterskaliert worden. Die messtechnische Erfassung des Versuches erfolgt mittels Dehnungsmessstreifen sowie -rosetten und mit einer oder zwei hochauflösenden Hochgeschwindigkeitskameras für großformatige Verschiebungsfeld-Detektion mittels digitaler Bildkorrelation. Die vorgestellte Versuchsplanung sieht einen Abgleich der Prüfstandsmessdaten mit einem korrespondierenden FE-Modell des Prüfgetriebe-Aufbaus vor. Diese Daten ermöglichen Randbedingungen des vorgestellten FE-Prüfgetriebe Modells abzubilden sowie die Bewertung der Schadensmechanismen.

### **Abstract**

This paper outlines a measurement procedure designed to document damage mechanisms, that occur during a fragment ingestion within a high-power planetary gearbox as to be found in geared aircraft turbines. The underlying test plan includes repeatedly and accurately inserting a test fragment into a sun-planet or planet-ring gear mesh at slow (quasi-static) and fast (dynamic) sun speeds whilst measuring loads and deformation during the roll over of the fragment with a single planet. For feasibility on running tests on a test rig, the original gearbox has been scaled down using a similarity mechanics approach briefly outlined below. The test is metrologically recorded by means of strain gauge strips and rosettes and with up to two high-resolution high-speed cameras for large-scale displacement field detection using digital image correlation. The test design presented includes a FE model of the test gear. Based on this, a methodology for evaluating the recorded deformation and stress measurement data is sketched.

## **1 Einleitung**

Vor der Markteinführung eines neuen Triebwerktyps für die zivile Luftfahrt gilt es diverse Sicherheitsvorschriften zu erfüllen. Hierzu zählt unter anderem auch die Schadensanalyse beim Einbringen eines Fragmentes. Dieses kann beispielsweise bei überkritischen Betriebszustand eines Getriebes oder Fehlerfortpflanzung in einem Kühlsystem entstehen und in die kämmende Verzahnung gelangen. Der hohe Kostenaufwand für die Versuchsdurchführung an dem original Getriebe sowie die Unzugänglichkeit für Messinstrumente rechtfertigen die Ähnlichkeitsskalierung eines herunter-skalierten Prüfstands für Überrollversuche.

Für die übergeordnete Betrachtung bedingter Wahrschein-

lichkeiten für das Eintreten eines derartigen Ereignisses ist für weiterführende gewichtete FMEA-Untersuchungen entscheidend, die reine, wiederholgenaue Überrollung eines Fragmentes innerhalb eines derart beanspruchten Getriebes zu untersuchen. Die experimentelle Untersuchung betrachtet daher eine wiederholgenaue Fragmenteinbringung sowohl von Kugel- als auch Zylinderfragmenten. Diese rufen durch ihre Geometrie jeweils Punkt- sowie Linienkontakte hervor und stellen damit unterschiedliche Tragbilder innerhalb der Arbeitsflanken dar.

Um zukünftig weitere Untersuchungen mittels Finite Element Methode (FEM) kostengünstig durchführen zu können und einen Abgleich zu den FE-Ergebnissen des Referenzgetriebes zu schaffen, gilt es einen digitalen Zwilling des herunter-skalierten Getriebes zu implementieren und



diesen anhand der experimentellen Ergebnissen zu verifizieren. Eine ähnliche Vorgehensweise ist von Handschuh et al. jedoch ohne Fokus auf Wiederholgenauigkeit für niedrige Drehzahlen durchgeführt worden (vgl. [1]).

## 2 Skalierungsmethodik

Über den nachfolgend skizzierten Skalierungsansatz wird ein einstufiges, evolventenverzahntes Hochleistungs-Umlaufgetriebe für Prüfstandsbetrachtungen herunterskaliert. Es handelt sich hierbei topologisch um ein elementares, rückkehrendes Umlaufrädergetriebe in Zweiwellenkonfiguration mit festgesetztem dünnwandigem Hohlrad als Reaktionsglied, eingesetzt als Minus-Übersetzungsgetriebe [9]. Der interessierende kritische Betriebszustand des Hochleistungs-Umlaufgetriebes stellt eine spezielle Anforderung mit zugleich hoher Drehzahl  $\geq 6.000 \text{ min}^{-1}$  sowie hohem Drehmoment von mehreren 100.000 Nm dar, welches zu einer effektiven Eingangsleistung von mehreren Megawatt führt. Diese Betriebszustände lassen sich aus Sicherheits- und Leistungs-technischer Sicht nicht an einem Prüfstand realisieren, weshalb eine Skalierung des Getriebes erforderlich ist.

Im Rahmen der Versuche wird auf eine Mikrogeometrie-Optimierung oder Optimierung von Gleitkennzahlen verzichtet. Ebenso sind tribologische Effekte und Auswirkungen als Entwurfsleitlinie vernachlässigt worden, welche durch den kurzen Einsatz der Prüflinge begründet ist. Für eine Verbesserung der Tragfähigkeit werden klassischerweise Doppelschrägverzahnungen zur Steigerung der Gesamtübersetzung und zur Sicherstellung eines ruhigeren Laufs eingesetzt. Für die hoch-dynamische Einbringung von Fragmenten in Zahnücken stellt dies jedoch eine erhebliche Schwierigkeit dar, weshalb für das skalierte Zahnradgetriebe auf eine Geradverzahnung übergegangen wird. Durch die Ersatzzahnradarstellung mit einer Ersatzzähnezahl  $Z_{n,i}$  kann die Schrägverzahnung auf eine Geradverzahnung transformiert werden [4]. Hierzu werden der Schrägungswinkel auf Teilkreisebene  $\beta_b$ , der Teilkreisdurchmesser  $d_{TK}$  sowie der Normalmodul  $m_n$  benötigt:

$$Z_{n,i} = \frac{d_{TK}}{\cos^2(\beta_b) \cdot m_n} \approx \frac{Z_i}{\cos^3(\beta)} \quad (1)$$

Des Weiteren ist die Zähnezahl der Zahnräder zu reduzieren. Für Modellvereinfachungen werden hier Zähnezahlen mit gemeinsamen Teiler 3 verwendet, sodass drei identische Prüfsektoren mit Rotationssymmetrie entstehen. Entscheidend für die Ähnlichkeit eines Umlaufgetriebes hinsichtlich der auftretenden Lasten ist die konstruktive Größe der Standübersetzung sowie der Standwirkungsgrad. Die Ähnlichkeit der Verzahnung wurde durch ähnliche größenabhängige Sollsicherheiten erreicht. Bei metallischen Zahnrädern ist hier die Zahnfuß-, Flanken- und Flankenbruchsicherheit zu überprüfen, welche simulativ in KISS-soft abgebildet und normseitig verifiziert wurde [8].

Die Skalierung der frei-fliegenden Sonnenwelle erfolgt über Anpassung der Lagerung in X-Anordnung. Zur Ein-

stellung der Zahnüberdeckung und Kippsteifigkeit erfolgte die Auslegung auf Basis balkentheoretischer Betrachtungen.

Aus Formänderungsenergie-Ansätzen lassen sich dimensionslose Gleichungen für das original und das skalierte Hohlrad aufstellen. Für geschlossene und somit statisch überbestimmte Ringstrukturen kann zunächst über den Satz von Menabrea sowie Satz von Castigliano/Engesser über Verwendung des Reduktionssatzes für statisch überbestimmte Systeme die Verschiebung an einer lokalen Ringeingriffsstelle aus Kenntnis der angreifenden, eingepprägten Lasten bestimmt werden.

Die lokalen Kräfte lassen sich aus Zahneingriffsmodellen für die Zahnsteifigkeit z.B. Weber & Banaschek analytisch über die Eingangsleistung des Getriebes ermitteln [5].

Das inverse Problem ermöglicht aus Kenntnis über lokale Verschiebungen an diskreten Auswertestellen auf die zugrundeliegenden Kräfte zu schließen sowie die eingeleitete Gesamtenergie in die tragende Struktur auf die einzelnen zugrundeliegenden Belastungsarten herunterzubrechen. Dies lässt sich durch eine QR-Zerlegung der resultierenden Steifigkeitsmatrix über Householder oder Gram-Schmidt umsetzen. Die Vorgehensweise wird an dieser Stelle jedoch nicht weiter erläutert. Neben der Ringstruktur sind die Blattfedern und deren Aufhängungspunkte in einem ganzheitlichen strukturmekanischen Modell untergebracht. Dies ermöglicht zudem die Berechnung der Lastverteilung auf die einzelnen Blattfedern.

## 3 Versuchsbeschreibung

Innerhalb der geplanten Testreihen werden sowohl quasistatische als auch dynamische Versuche bei unterschiedlichen Drehzahlen durchgeführt. Vor jeder Versuchsreihe mit einem neuen Prüfgetriebebesatz findet ein Einlaufen der Zahnräder statt. Bei ersteren wird die Sonnenwelle mit einer Drehzahl von  $4 \text{ min}^{-1}$  rotiert. Aufgrund der geringen Geschwindigkeit wird das Fragment vor dem Start des Überrollversuches mithilfe eines Kunststoffstößels statisch in der Zahnücke positioniert.

Dagegen wird das Prüfsegment, aufgrund der hohen Drehzahl von  $1600 \text{ min}^{-1}$  bei den dynamischen Versuchen über einen Aktor wiederholgenau in die entsprechende Zahnücke eingebracht. Dieser fährt dabei in seine Endposition und verharrt dort bis das Fragment überrollt wurde.

Vorversuche haben gezeigt, dass die aus PLA gefertigten Kunststoffstößel während dem Überrollvorgang keinen Kontakt zur Verzahnung haben und somit keinen Effekt auf das Versuchsergebnis haben. Zur Sicherstellung der akkuraten Positionierung sowie Anzugszeiten des Hubaktors werden über einen speziell konstruierten Prüfstand die Kraft-Weg- und Weg-Zeit-Kennlinien verschiedener Aktuatoren erfasst und ein entsprechendes parametrisches Ersatzmodell erstellt.

Im Rahmen der Versuche wird ausschließlich der Parametereinfluss von Fragmentform und -größe, Einbringposition und -tiefe untersucht.

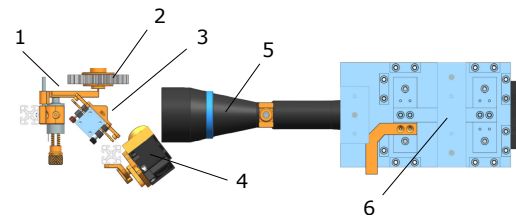
## 4 Messinstrumentierung und Erfassung

Zur Erfassung der Schadensmechanismen am Prüfgetriebe ist es essentiell die auftretenden Spannungen und Deformationen zu dokumentieren. Hierfür werden grundsätzlich zwei Ansätze verfolgt: Zum einen erfolgt die lokale Erfassung der Spannung über resistive Dehnmessstreifen (DMS), zum anderen dient eine Hochgeschwindigkeitskamera zur Erfassung eines großflächigen und fein aufgelösten Verschiebungsfelds (full field strain analysis). Im Rahmen des Papers soll nicht im Detail auf das messtechnische Konzept der DMS eingegangen werden. Grundsätzlich werden DMS an der zu überrollenden Zahnücke sowie am Außenring zur Erfassung des Spannungsverläufe und an den Blattfedern zur Einstellung der radialen Vorspannkraft sowie zur Untersuchung der Lastverteilung an den drei Blattfeder-Aufhängungspunkten angebracht.

Nachfolgend soll eine kurze Übersicht zu den Anwendungsrahmenbedingungen des eingesetzten optischen Systems gegeben werden. Der vorgestellte Aufbau stellt eine Möglichkeit dar, verzerrungsfrei großflächige Verschiebungsfelder von mechanischen Referenzpunkten aufzuzeichnen. Die Modellbildung der optischen Strecke wurde in Anlehnung an den EMVA Standard 1288 realisiert [6]. Durch den eingeschränkten Bauraum wird die Hochgeschwindigkeitskamera i-speed 726 in Kombination mit einem 45°-Hochglanzspiegel sowie verschiedenen telezentrischen Objektiven eingesetzt. Durch Anbringung des 45°-Spiegels zur Objektebene kann das Bild im 90° Winkel projiziert und der Einsatz von LED-Arrays bzw. Ringlichtern ermöglicht werden. Der Gesamtaufbau des optischen Systems wird in **Abb. 1** dargestellt. Ein Schaden kann nur mit der materialspezifischen Ausbreitungsgeschwindigkeit ( $v_{\text{prop}}$ ) propagieren, welche im Falle von Hochlegierungsstählen unter Berücksichtigung der Materialeigenschaften von Wärmeeinflusszonen und Kernmaterial für die Außen- und Innenverzahnung zu unterscheiden ist. Unter Berücksichtigung der absoluten Geschwindigkeit  $v_{\text{abs}}$  eines körperfesten Punktes auf der Planetenrad-Stirnfläche bspw. über den Kutzbachplan (vgl. [7]), ergibt sich für das skalierte Planetengetriebe:

$$\frac{v_{\text{abs}}}{v_{\text{prop}}} \approx \sqrt{\frac{E_i}{\rho_i}} \underbrace{\left( \frac{2 * \pi}{60} n_{\text{PC}} \right)}_{v_t} \left( \frac{1}{2} m_t (z_{\text{S}} + z_{\text{P}}) \right) \approx 1 \quad (2)$$

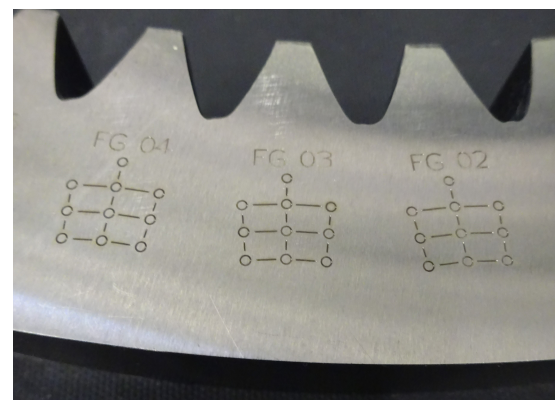
Dabei wird die Dichte  $\rho_i$ , welche von der Gefügestrukturen der gehärteten Randschicht abhängig ist, der E-Modul  $E_i$ , die Drehzahl des Planetenträgers  $n_{\text{PC}}$ , der Modul der Verzahnung  $m_t$  sowie die Sonnen- und Planeten-Zähnezahl  $z_{\text{S,P}}$  benötigt. Relevante Schadenseffekte treten mit einer gleichen Zeitskala wie die maximal auftretende Relativgeschwindigkeit des zu erfassenden Messobjekts zu der raumfixierten Kamera auf. Durch die ortsfeste Kamera ist zudem im Post-Processing der Referenzbilddausschnitt, im Weiteren als optischer Messbereich bezeichnet, winkelnau anhand der kinematischen Beziehung nachzuführen. Dieses Nachführen wird ebenfalls durch Marker außerhalb



**Abbildung 1** Gesamtaufbau des optischen Systems: (1) Fragmenteinbring-Mechanismus, (2) Zahnradenebene, (3) 45°-Spiegeleinheit, (4) Belichtungseinheit, (5) Telezentr. Objektiv, (6) Hochgeschwindigkeitskamera hängend mit Nivellierplatte

des Deformationsbereichs gestützt, welche als Referenz für die Dreh-Transformation dienen.

Die eigentlichen Marker, deren relatives Verschiebungsfeld zu bestimmen ist, werden auf die Zahnradstirnfläche über ein Blackmarking- sowie Tiefengravur-Verfahren aufgebracht. Eine umfangreiche Studie zur Identifizierung von geeigneten Laser-Behandlungsparametern (Gravurtiefe, -breite, Fokussierung) wurde hierfür in Abstimmung mit Belichtungs- und Kameramesssystem durchgeführt (siehe **Abb. 2**). Das optische System ermöglicht in seiner Konfiguration die Erfassung einer minimalen Merkmalgröße von 10  $\mu\text{m}$  in einem Messbereich von 60 mm auf 40 mm für relative Geschwindigkeiten über das oben beschriebene Nachführverfahren von bis zu 6  $\text{ms}^{-1}$ . Für die digitale Bildkorrelation zeigen erste Untersuchungen, dass mindestens 50 Einzelaufnahmen entlang einer Zahneingriffsstrecke AE erforderlich sind, sodass eine Punkt-Trajektorienverfolgung unter Filterung möglich ist.



**Abbildung 2** Beispielhafte Darstellung der Testgravur

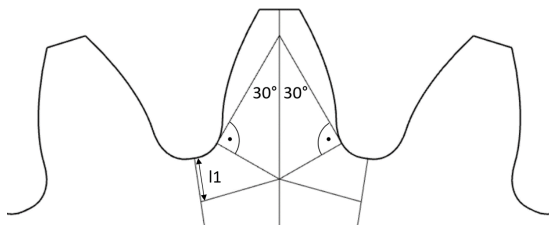
$$\varphi_{\text{P}} = \frac{z_{\text{P}}}{z_{\text{P}} + z_{\text{S}}} \cdot \varphi_{\text{S}} \quad (3)$$

Dabei stellt  $\varphi_{\text{S|P}}$  den absoluten Winkel des Sonnenrades bzw. Planetenrades dar.

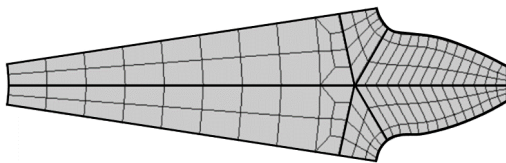
Auf die Methodik zur Generierung eines relativen Verschiebungsfeldes soll im Rahmen dieses Papers verzichtet werden.

## 5 Numerische Simulation

Die innerhalb der Testreihe aufgezeichneten Verschiebungsfelder werden zum Abgleich mit dem digitalen Zwilling herangezogen. Aufgrund der Nichtlinearität des Versuches wird der explizite Solver von LS-Dyna verwendet. Als Ansatz für die Vernetzungsstrategie wird die Methodik aus [17] herangezogen, wobei die Unterteilung eines Zahnes senkrecht zur 30°-Tangente und anhand der Länge  $l_1$  erfolgt (siehe **Abb. 3**). Um die Rechenzeit zu reduzieren, wird ein lokal fein aufgelöstes, strukturiertes Netz für den mit dem Fragment in Kontakt stehenden Zahn bzw. mit der in Kontakt stehenden Zahnfläche in Hypermesh generiert. Alle weiteren Zähne werden mit einem Blockstrukturierten groben Netz abstrahiert (siehe **Abb. 4**). Um die Elementgüte und die Spannungserfassung an der Flanke und im Zahnfuß zu optimieren, wird eine Inflation-Layer verwendet.



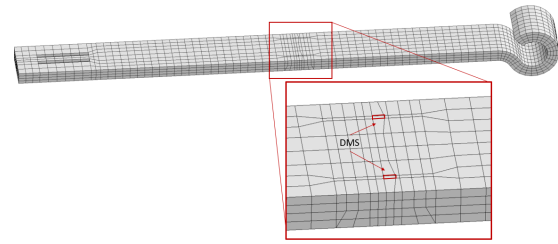
**Abbildung 3** Unterteilung des Planetenzahnes



**Abbildung 4** Vernetzung am Planetenzahn

Die Außenkanten aller applizierten DMS werden in der Vernetzungsstrategie eingebettet, um ein direktes Auslesen der Spannungs- und Dehnungswerte zu ermöglichen. Die Berücksichtigung der DMS in der Vernetzung wird beispielhaft für die Blattfeder in der **Abbildung Abb. 5** dargestellt.

Das Materialmodell stellt eine für die Güte der numerischen Simulation entscheidende Randbedingung dar. Zwar existieren in der Literatur einige Quellen, die einen vergleichbare Einbringung beleuchten, jedoch werden hierbei ausschließlich ungehärtete Komponenten verwendet [1]. Die Schadensmechanismen bei Einbringung eines gehärteten Fragmentes in eine ungehärtete Zahnradpaarung wurden bereits innerhalb von Vortests untersucht. Der entstandene Schaden am Zahnrad gleicht dem Schadensbild einer Härteprüfung. Aufgrund der fehlenden experimentellen



**Abbildung 5** Vernetzungsstrategie der Blattfeder unter Berücksichtigung der DMS

Daten bezüglich des Schadensbildes mit gehärteter Zahnradpaarung und gehärtetem Fragment bleibt der zu erwartende Schaden bisher unbekannt. Es kann jedoch von einem Versagen einer der beiden Komponenten ausgegangen werden.

Aus diesem Grund werden nachfolgend Materialmodelle betrachtet, die ein mögliches Versagen abbilden können. Das Versagen eines spröden Werkstoffes wird nachfolgend nicht weiter beleuchtet, da die Implementierung eines solchen Modells durch den fehlenden Bereich der plastischen Verformungen und Verfestigungen weniger komplex ist als das Materialverhalten eines duktilen Werkstoffes. Das Modell von Gurson, welches nativ in LS-Dyna implementiert ist, basiert auf einem mikromechanischen Ansatz und stellt eine Erweiterung der von-Mises-Fließbedingung dar [10]. Innerhalb des Modells besteht keine Abgrenzung zwischen Dehnung und Plastizität, weshalb ausschließlich eine Fließbedingung vorliegt. Durch die Erweiterung von Tvergaard und Needleman ist zusätzlich die Porenneubildung und der Zusammenschluss von Mikroporen möglich [11, 12]. Ein weiterer makroskopischer Ansatz ist das Modell nach Lemaitre, der Schäden als eine Verringerung der effektiven Fläche interpretiert, die einer Spannung standhält. Durch eine Schadensvariable  $D$  werden vorhandene Hohlräume und Mikrorisse in einem bestimmten Teil des Materials quantifiziert [13]. Für den sehr komplexen Prozess der selbststechenden Niete konnte das Materialmodell bereits erfolgreich implementiert werden [20]. Für die Rissausbreitung bei Blechumformungsprozessen zeigt das Modell von Lemaitre nur geringe Abweichungen zu den experimentellen Daten. Das einfache Gurson Modell kann die Rissentstehung und -ausbreitung dagegen nur schlecht abbilden [21]. Im Gegensatz dazu basiert das Johnson-Cook-Modell auf einem phänomenologischen Ansatz, wobei die Versagensdehnung in Abhängigkeit von der plastischen Dehnrate sowie der Temperatur identifiziert wird [18]. Die Fließspannung  $\sigma_F$  des Modells gliedert sich in einen Term für das Fließverhalten des Materials, einen für den Einfluss der plastischen Dehnrate und einen für die Temperaturentwicklung [19]:

$$\sigma_F = (A + B\varepsilon_{pl}^n) \left(1 + C \ln\left(\frac{\dot{\varepsilon}_e^p}{\dot{\varepsilon}_0}\right)\right) \left(1 - \left(\frac{T - T_r}{T_m - T_r}\right)^m\right) \quad (4)$$

Im ersten Term ist die Fließgrenze  $A$  und die Verfestigung in Abhängigkeit von der plastischen Dehnung  $\varepsilon_{pl}$ , der Ver-

festigungskoeffizient  $n$  und der materialspezifischen Konstante  $B$  enthalten. Der zweite Term setzt sich aus der plastischen Dehnrate  $\dot{\epsilon}_e^p$  und der Referenzdehnrate  $\dot{\epsilon}_0$  zusammen. Der Faktor  $C$  stellt eine materialspezifische Größe dar. Die Auswirkung der Temperatur  $T$  wird über die Referenztemperatur  $T_r$ , die Schmelztemperatur  $T_m$  des Materials und dem thermischen Entfestigungskoeffizienten  $m$  berechnet.

In der Literatur findet das Modell sowohl für die Abbildung von Spannbildungen [22] als auch für Umformprozesse [23] Anwendung. Aufgrund der einfachen Parameteridentifikation des Johnson-Cook-Modells und dessen bereits vorhandene Implementierung in LS-Dyna, wird die Anwendbarkeit dieses Modells auf die geplanten Versuche geprüft. Zur Abschätzung der notwendigen Parameter sind verschiedene Zugversuche notwendig. Das grundsätzliche Vorgehen wird in [19] dargestellt. Im Verlauf der Versuchsdurchführung gilt es die Eignung verschiedener Materialmodelle zu identifizieren und die Parameter hinsichtlich der experimentellen Ergebnisse anzupassen.

## 6 Validierung und Verifizierung

Um das Simulationsmodell mithilfe der experimentellen Daten zu validieren, ist ein Abgleichen der erhobenen Messdaten notwendig. Es gilt die Modellparameter mit hoher Sensitivität zu identifizieren und anschließend durch eine Optimierung den Fehler zwischen Simulationsmodell und experimentellen Ergebnisse durch Einstellen dieser Parameter zu minimieren.

In der Literatur sind verschiedene Optimierungsstrategien bekannt Abb. 6. Die Unterteilung erfolgt abhängig von der Menge der möglichen Werte  $\theta$  der zu definierenden Parameter. Da in dieser Anwendung die Entwurfsparameter als kontinuierlich definiert werden, werden direkte Methoden und Metamodelle in Betracht gezogen. Aufgrund des komplexen Planetengetriebe-Simulationsmodells und dessen hoher Simulationszeit werden im Rahmen der Optimierung Meta-Modelle verwendet. Hierbei wird der funktionelle Zusammenhang des Simulationsmodells durch Approximationsmethoden vereinfacht dargestellt und somit die Simulationszeit reduziert [15].

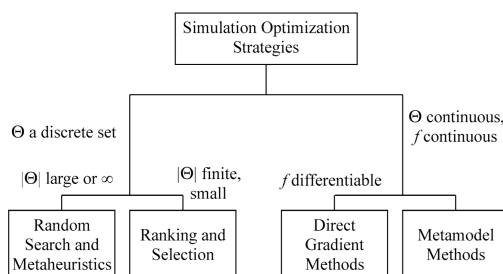


Abbildung 6 Unterteilung der Optimierungsstrategien [14]

Die Systemantwort  $y$  eines Modells ergibt sich durch den funktionellen Zusammenhang  $\eta(\xi)$  abhängig von den Ent-

wurfsparametern  $\xi$ .

$$y = \eta(\xi) \quad (5)$$

$f(\xi)$  stellt die Approximation dieses Zusammenhangs dar:

$$\eta(\xi) \approx f(\xi) \quad (6)$$

Für Versuche mit großer Anzahl an Knoten wird die Response-Surface-Methode (RSM) verwendet, welche auf dem Ansatz eines Regressionsmodells basiert [15].

$$y = X\beta + \varepsilon \quad (7)$$

Hierbei entspricht  $y$  der Systemantwort,  $\varepsilon$  dem Restfehler und  $X$  den Werten der Basisfunktionen. Über die Methode der kleinsten Fehlerquadrate werden der Regressionskoeffizient  $\beta$  so definiert, dass der Fehler minimiert wird.

Neben dem RSM steht das Verfahren von Kriging zur Verfügung. Die Vor- und Nachteile der beiden Verfahren können unter anderen in [16] nachgeschlagen werden.

Die Auswahl der zu untersuchenden Parameterwerte erfolgt mittels Space-Filling oder D-optimal. Im nächsten Schritt muss die Umsetzbarkeit der verschiedenen Modelle überprüft werden.

## 7 Zusammenfassung

Im Rahmen des vorliegenden Papers wurde ein Messvorhaben vorgestellt, welches die messtechnische Erfassung der Überrollversuche an einem skalierten Planetengetriebe ermöglichen soll. In diesem Zusammenhang wurde die geplante Versuchsdurchführung skizziert. Das vorgestellte Messvorhaben sieht 56 quasi-statischen Versuchsdurchläufe vor, die zur Abschätzung der Einflussgrößen auf das Schadensbild benötigt werden. Die vorgestellte Skalierungsmethodik gilt es anhand der entstandenen Ergebnisse mit dem Hochleistungs-Umlaufgetriebe zu validieren. Der Neuigkeitswert liegt in der Datenfusion von lokal eingesetzten Dehnungsmessstreifen gestützt mit großflächiger Verschiebungsfeld-Erfassung. Durch die erzeugten Verschiebungsfelder, welche die Erfassung der Absolutposition erlauben, wird ein Abgleich mit der numerischen Simulation ermöglicht. Die innerhalb der Simulationsumgebung angewandten Materialmodelle sind bislang nur unter theoretischer Abschätzung des Schadens möglich, da die angestrebten Versuche bislang ausschließlich an ungehärteten Komponenten Anwendung fanden. Die Kenntnis über den funktionalen Ablauf des Schadensmechanismus ist essentiell für die Auswahl eines geeigneten Methodiken. Aus diesem Grunde gilt es anhand der erster Überrollversuche die vorgestellte Versuchsmethodik anzupassen und zu optimieren.

## 8 Literatur

- [1] Handschuh F. R.; Krantz L. T.: *Engagement of Metal Debris Into a Gear Mesh*. In: MPT (The Proceedings of the JSME international conference on motion and power transmissions) 2009. DOI 10.1299/js-

meimpt.2009.397

- [2] Kirchdoerfer, T.; Ortiz, M.: *Data-driven computational mechanics*. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering. (2016) Vol 304, ISSN 0045-7825, S. 81-101. DOI 10.1016/j.cma.2016.02.001
- [3] Marcal, Lima et al.: *FBG strain signal collection and its fault feature analysis for ring gear crack of planetary transmission in wind turbine* AOPC 2019: Optical Fiber Sensors and Communication. (2019) ISBN 9781510634527. DOI 10.1117/12.2547813
- [4] *Zahnräder und Zahnradgetriebe (Grundlagen)*. Roloff/Matek Maschinenelemente (2011), ISBN 978-3-8348-8279-0.
- [5] WEBER, C.; BANASCHEK, K.: *Formänderung und Profilrücknahme bei gerad- und schrägverzahnten Rädern*. Antriebstechnik, Bd. 11.
- [6] *Standard for Measurement and Presentation of Specifications for Machine Vision Sensors and Cameras* EMVA – European Machine Vision Association
- [7] *Planetengetriebe - Begriffe, Symbole, Berechnungsgrundlagen* VDI 2157:2012-10. VDI-Fachbereich Getriebe und Maschinenelemente
- [8] *Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern; Einführung und allgemeine Einflußfaktoren* DIN 3990-1:1987-12. Deutsches Institut für Normung. DOI 10.31030/2069785
- [9] *Berechnung der Zahnfußtragfähigkeit von Innenverzahnungen mit Zahnkranzeinfluss* VDI 2737:2016-12. VDI-Fachbereich Getriebe und Maschinenelemente
- [10] Gurson, A. L.: *Continuum Theory of Ductile Rupture by Void Nucleation and Growth: Part I—Yield Criteria and Flow Rules for Porous Ductile Media* Journal of Engineering Materials and Technology, (1977), DOI: 10.1115/1.3443401, Vol: 99, S. 2-15.
- [11] Needleman, A. und Tvergaard, V.: *An analysis of ductile rupture in notched bars* J. Mech. Phys. Solids, (1984), Vol: 32, S. 461-490.
- [12] Needleman, A. und Tvergaard, V.: *Analysis of the cup-cone fracture in a round tensile bar* Acta metall., (1984), Vol: 32, S. 157-169.
- [13] Lemaitre, Jean: *How to use damage mechanics* Nuclear engineering and Design, (1984), DOI: 10.1016/0029-5493(84)90169-9, Vol 80, Issue: 2, S. 233-245.
- [14] Barton, Russell R.; Meckesheimer, Martin: *Metamodel-Based Simulation Optimization* Handbooks in Operations Research and Management Science, (2006), DOI: 10.1016/S0927-0507(06)13018-2, Vol: 13, S. 535-574.
- [15] Roux, W. J.; Stander, Nielen; Haftka, R. T.: *Response surface approximations for structural optimization* International Journal for Numerical Methods in Engineering, (1998), DOI: 10.1002/(SICI)1097-0207(19980615)42:3<517::AID-NME370>3.0.CO;2-L, Vol:42, Issue:3, S. 517-534.
- [16] Jin, R.; Chen, W.; Simpson, T. W.: *Comparative studies of metamodelling techniques under multiple modelling criteria* Structural and Multidisciplinary Optimization, (2001), DOI: 10.1007/s00158-001-0160-4, Vol: 23, Issue: 1, S. 1-13.
- [17] Argyris, John; Fuentes, Alfonso; Litvin, Faydor L.: *Computerized integrated approach for design and stress analysis of spiral bevel gears* Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, (2002), DOI: 10.1016/S0045-7825(01)00316-4, Vol: 191, Issue: 11-12, S. 1057-1095.
- [18] Johnson, Gordon R.; Cook, William H.: *Fracture characteristics of three metals subjected to various strains, strain rates, temperatures and pressures* Engineering Fracture Mechanics, (1985), DOI:10.1016/0013-7944(85)90052-9, Vol:1, Issue:21, S. 31-48.
- [19] Murugesan, Mohanraj; Jung, Dong Won: *Johnson Cook Material and Failure Model Parameters Estimation of AISI-1045 Medium Carbon Steel for Metal Forming Applications* Materials. (2019), DOI: 10.3390/ma12040609, Vol:12, Issue:4.
- [20] Bouchard, P. O.; Laurent, T.; Tollier, L.: *Numerical modeling of self-pierce riveting—From riveting process modeling down to structural analysis* Journal of Materials Processing Technology. (2008), DOI:10.1016/j.jmatprotec.2007.08.077, Vol: 202, Issue: 1-3, S. 290-300.
- [21] Hambli, Ridha: *Comparison between Lemaitre and Gurson damage models in crack growth simulation during blanking process* International Journal of Mechanical Sciences. (2001), DOI: 10.1016/S0020-7403(01)00070-4, Vol: 43, Issue: 12, S. 2769-2790.
- [22] Thimm, B.; Steden, J.; Reuber, M.; Christ, H.-J.: *Using Digital Image Correlation Measurements for the Inverse Identification of Constitutive Material Parameters applied in Metal Cutting Simulations* Procedia CIRP. (2019), DOI: 10.1016/j.procir.2019.04.156, Vol: 82, S. 95-100.
- [23] Broecker, Christoph: *Materialmodellierung für die simultane Kalt-/Warmumformung auf Basis erweiterter rheologischer Modelle* Dissertation, Universität Kassel, (2013).



# Agiles Testen: Digitalisierung in der Prüftechnik

## Agile testing: Digitalization in testing technology

Jonathan Millitzer<sup>(1)</sup>, Jan Hansmann, Dr.-Ing. Christoph Tamm und Dr.-Ing. Sven Herold,, Fraunhofer-Institut für Betriebsfestigkeit und Systemzuverlässigkeit LBF, 64289 Darmstadt, Deutschland,

<sup>(1)</sup> jonathan.millitzer@lbf.fraunhofer.de

### Kurzfassung

Die anhaltenden Trends der Automatisierung, Konnektivität, Mobilität, Globalisierung und Sicherheit begleiten deutsche Unternehmen – insbesondere im Bereich der Digitalisierung und Industrie 4.0 – seit annähernd einem Jahrzehnt. Hierbei unterstützen neuartige Prüf- und Testmittel einen beschleunigten Entwicklungsweg von der Idee zum kundenspezifisch individualisierten Produkt. Entwicklungs- und Testingenieure sind vor diesem Hintergrund bestrebt den meist inkrementellen Validierungsprozess für funktionale und strukturelle Eigenschaften so effizient wie möglich zu gestalten. Eine wesentliche Herausforderung besteht darin, Testprozeduren anzuwenden, die eine möglichst vollständige Untersuchung des Parameter- und Szenarienraums bereits in frühen Entwicklungsphasen zulassen. In diesem Zusammenhang zeigt der Beitrag die Möglichkeiten zur Beschleunigung des Entwicklungsprozesses mit Hilfe einer hybriden Methode auf, die numerische und physikalische Methoden in einem mechanischen Hardware-In-The-Loop-Test vereint.

### Abstract

The ongoing trends of automation, connectivity, mobility, globalization, and security have been accompanying German companies - especially in the area of digitization and Industry 4.0 - for almost a decade. New equipment and methods for development and testing support an accelerated development process from the idea to the customer-specific individualized product. Against this background, development and test engineers strive to make the often mostly incremental validation process for functional and structural properties as efficient as possible. A major challenge is to apply test procedures that allow the parameter and scenario space to be examined as exhaustive as possible in the early development phases. In this context, this paper shows the possibilities for accelerating the development process using a hybrid method that combines numerical and physical methods in a mechanical hardware-in-the-loop test.

## 1 Einleitung

Heutige mechatronische Systeme sind hochkomplexe, zunehmend vernetzte Systeme. Im Bereich der mobilen Systeme bestehen heutige Fahrzeuge aus einer großen Zahl von Baugruppen und Systemen die von einer Vielzahl verschiedener Unternehmen entwickelt, getestet und hergestellt werden. Die Anforderungen an derartige Systeme steigen immer weiter: Rechtliche Rahmenbedingungen werden strenger, Fahrzeugnutzer werden anspruchsvoller, technologische Umbrüche wie beispielsweise die Digitalisierung, Vernetzung und Künstliche Intelligenz (KI) sind zu implementieren. Darüber hinaus drängen neue Teilnehmer auf den Markt.

Dies alles führt dazu, dass sich die Anforderungen an die Entwicklung und das Testmanagement von Fahrzeugen, sowohl auf wirtschaftlicher als auch auf technischer Seite, erhöhen. Auf wirtschaftlicher Seite ist es wünschenswert die Effizienz weiter zu steigern und durch den zunehmenden Einsatz von agilen Entwicklungsmethoden schneller auf wechselnde Anforderungen reagieren zu können. Eine Verkürzung der Markteintrittszeit, der *time to market*, ist wünschenswert. Auf technischer Seite rücken übergreifende Themen wie der Leichtbau, die Vernetzung verschiedener Fahrzeugsysteme und die Antriebssysteme noch stärker als bisher in den Fokus. Dies führt unter anderem

zu neuen Herausforderungen in den Bereichen Schwingungstechnik, Akustik, Noise-Vibration-Harshness (NVH) sowie bei der Zuverlässigkeitsabsicherung von Fahrzeugen und deren Komponenten. Diese Bereiche sind insbesondere dadurch charakterisiert, dass das Fahrzeug auf Systemebene zu betrachten ist. Um vorhandene Leichtbaupotentiale zu nutzen, müssen die Wechselwirkungen zwischen verschiedenen Teilsystemen stärker als heute berücksichtigt werden. Darüber hinaus steigt die Anzahl der zu berücksichtigenden Testszenarien aufgrund der zunehmenden technischen Komplexität immer weiter an.

In der mechatronischen Systementwicklung sowie im Bereich der Fahrzeugentwicklung kommen heutzutage numerische Simulationen, experimentelle Tests und hybride Methoden, die Kombination von numerischen Simulationen und experimentellen Tests, zum Einsatz, um diesen Herausforderungen zu begegnen. Aktuelle Forschungsfragen beschäftigen sich daher mit Weiterentwicklung der Entwicklungsmethoden und der Frage wo wesentliche Potenziale zur drastischen Beschleunigung des Entwicklungsprozesses liegen.

Nach einem Überblick über numerische, experimentelle und hybride Entwicklungsmethoden zeigt dieser Beitrag erste Ergebnisse zur Leistungsfähigkeit eines neuartigen mechanischen Hardware-in-the-loop Systems.

## 2 Numerische Simulationen, experimentelle Tests und hybride Methoden

Je nach Aufgabe und Zeitpunkt im Entwicklungsprozess komplexer mechatronischer Systeme, wie beispielsweise heutige Fahrzeuge, kommen verschiedene Methoden und Werkzeuge zum Einsatz.

### 2.1 Numerische Simulationen

Numerische Simulationen erlauben es das Systemverhalten mit Hilfe geeigneter numerischer Modelle in einer frühen Entwicklungsphase zu untersuchen. Es ist eine für das betrachtete System und die Fragestellung geeignete Modellierungstiefe zu wählen und das Modell zu parametrieren. Die Komplexität des Modellierungsansatzes hängt von der betrachteten Fragestellung ab und kann – im Bereich der Strukturmechanik – von einfachen physikalischen Modellen mit konzentrierten Parametern bis hin zu kontinuierlichen Strukturen und multiphysikalischen Systemmodellen reichen.

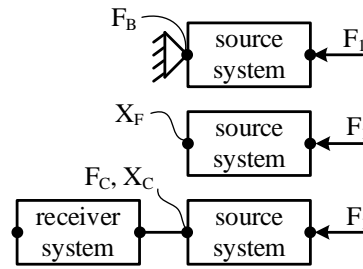
Bei der Modellierung und Untersuchung von Teilsystemen ist die Wahl geeigneter Systemgrenzen und Randbedingungen eine wichtige Aufgabe. **Bild 1** zeigt exemplarisch drei grundlegende Untersuchungsansätze im Bereich der strukturdynamischen Analysen:

- 1) Zur Ermittlung von Blockierkräften  $F_B$  wird eine Randbedingung mit möglichst hoher Impedanz gewählt.
- 2) Insbesondere im Bereich der Modalanalyse werden zur Studie der ungefesselten Bewegung  $X_F$  eines Systems freie Randbedingungen gewählt.
- 3) Im Bereich der Transferpfadanalyse (TPA) ist die Kopplung des Quellsystems mit einem Empfängersystem von besonderem Interesse, da hierbei Kontaktkräfte  $F_C$  und die Bewegung  $X_C$  im eigentlichen Systemverbund analysiert werden können.

Diese Randbedingungen werden heute oft so gewählt, dass das System später möglichst effizient im Rahmen experimenteller Untersuchungen validiert werden kann. So werden oft starre oder freie Randbedingungen gewählt, da diese in experimentellen Tests einfach und wirtschaftlich realisierbar sind. Ebenfalls üblich ist die Verwendung von gemessenen Randbedingungen im Rahmen numerischer Simulationen. So kann beispielsweise die dynamische Steifigkeit einer Rohkarosserie gemessen werden und mit geeigneter Modellierung als Randbedingung in der Simulation berücksichtigt werden.

Mathematische Methoden der dynamischen Substrukturierung [1] bieten die Möglichkeit die bei einer bestimmten Randbedingung durchgeführte Analyseergebnisse auf eine andere Randbedingung zu übertragen. Eine Forschungsfragestellung besteht dabei bis heute darin, Methoden zur dynamischen Substrukturierung von nichtlinearen Systemen zu etablieren. Nichtlinearitäten können im Bereich der Strukturmechanik beispielsweise durch ein progressives Steifigkeits- oder Dämpfungsverhalten, geometrische Nichtlinearitäten bei großen Verformungen oder

durch mechanische Anschläge und Stellgrößenbegrenzungen hervorgerufen werden.



**Bild 1** Verschiedene methodische Ansätze zum Umgang mit den Randbedingungen des zu entwickelnden Systems

Im Regelfall ist das numerische Modell zu validieren. Hierbei wird das Verhalten des modellierten Systems mit Hilfe von geeigneten experimentellen Tests verglichen. Hiermit ist eine Bewertung des Vertrauensbereichs des Modells möglich. Die Validierung kann für einen oder mehrere Betriebspunkte, z.B. verschiedene Anregungen, und eine oder mehrere Konfigurationen, z.B. verschiedene Lager / Komponenten, vorgenommen werden. Ist das numerische Modell validiert, steht es als Werkzeug zur Verfügung. Mit diesem können viele verschiedene Untersuchungen in kurzer Zeit durchgeführt werden. Die Auswirkungen von Veränderungen am System können untersucht werden. So kann beispielsweise eine optimale Ausgestaltung von Schwingungsreduktionsmaßnahmen ermöglicht werden. Modellparameter können in der numerischen Simulation mit wenig Aufwand automatisiert variiert und optimiert werden. Je weiter sich hierbei die Parameterwerte oder das modellierte System von den validierten Szenarien entfernen, desto größer ist die Unsicherheit, ob das Modell noch gültig ist. Dies ist insbesondere bei stark nichtlinearen Systemen ein zu berücksichtigender Faktor.

### 2.2 Experimentelle Tests und Untersuchungen

Experimentelle Tests und Untersuchungen sind ein wichtiger Bestandteil der Systementwicklung, wobei die experimentellen Tests durchaus verschiedenen Komplexitätsstufen einnehmen können. Gründe für experimentelle Arbeiten können sein: Die bereits angesprochene Validierung von numerischen Modellen, die Durchführung von Untersuchungen, die aus technischen oder wirtschaftlichen Gründen oder der zugrundeliegenden Systemkomplexität nicht numerisch durchgeführt werden können, Zuverlässigkeitsuntersuchungen sowie die gesetzliche Vorgabe von bestimmten Tests. Experimentelle Arbeiten verursachen einen relevanten apparativen Aufwand (Versuchsfeld, Prüfstände, Messtechnik, Personal) und die zu untersuchenden Komponenten beziehungsweise Systeme müssen, zumindest prototypisch, zur Verfügung stehen. Hierdurch sind einige Versuche erst in einer späten Phase des Entwicklungsprozesses durchführbar oder müssen mit vergleichbaren Komponenten von vorherigen Systemgenerationen durchgeführt werden. Praktisch führt dies häufig zu

Abweichungen im erwarteten Verhalten, wenn die Komponenten und Subsysteme eines neuen mechatronischen Systems das erste Mal zusammen im Systemverbund verwendet werden.

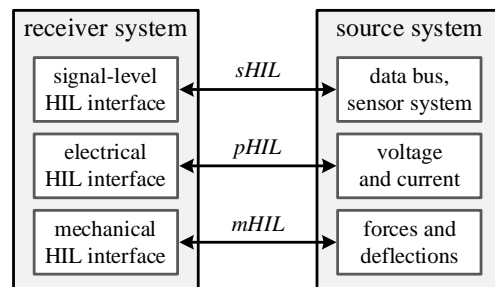
In vielen experimentellen strukturdynamischen Analysen wie der TPA oder experimentellen Modalanalyse (EMA) stellt sich, analog zu numerischen Simulationen, die Frage nach der anforderungsgerechten Abbildung der mechanischen Randbedingung, denen das Quellsystem im Systemverbund ausgesetzt ist (vgl. **Bild 1**). Oftmals führen nichtlineare Eigenschaften des Quellsystems dazu, dass sich experimentell ermittelte Ergebnisse nicht fehlerfrei auf andere mechanische Randbedingungen des Empfängersystems übertragen lassen.

Eine Möglichkeit zur Nachbildung realitätsnaher Randbedingungen im Experiment ist die Verwendung von Ersatzstrukturen mit definierten dynamischen Eigenschaften. In diesem Fall wird häufig eine mechanische Ersatzstruktur ausgelegt, welche ein Steifigkeitsverhalten aufweist, das dem Empfängersystem möglichst nahekommt. Beispiele finden sich in [2]. Durch dieses Vorgehen entsprechen die Randbedingungen bei der Versuchsdurchführung zwar deutlich besser dem realen Einbauszustand im Gesamtsystem und es können realitätsnahe Kontaktkräfte  $F_C$  und Bewegungsgrößen  $X_C$  experimentell ermittelt werden, es entsteht unter Umständen allerdings ein immenser Aufwand für zusätzlichen Schritt der Auslegung und Fertigung derartiger Ersatzstrukturen. Im Bereich der Fahrzeugentwicklung werden darüber hinaus vollständige Rohkarossen oder Ausschnitte hieraus als mechanische Randbedingungen in experimentellen Untersuchungen verwendet. Allerdings stehen (prototypische) Rohkarossen erst in einer späten Phase des Entwicklungsprozesses zur Verfügung. Hierdurch besteht die Gefahr, dass die Nichterfüllung bestimmter Anforderungen erst sehr spät im Entwicklungsprozess identifiziert wird.

Eine weitere Herausforderung im Rahmen experimenteller Untersuchungen ist die Variation von mechanischen Parametern zur Untersuchung verschiedener Szenarien. Besteht die Aufgabe einer experimentellen Untersuchung beispielsweise in der Ermittlung von Kontaktkräften  $F_C$  und Bewegungsgrößen  $X_C$  des Quellsystems im Systemverbund, so müssen hierfür unterschiedliche Empfängersysteme, beispielsweise unterschiedliche Karosserieausschnitte, bereitgestellt werden, die zwischen den Versuchen ausgetauscht werden müssen. Neben den unterschiedlichen Empfängersystemen sind Zeit und Personal für den Austausch der Ersatzstrukturen notwendig. Bei den Untersuchungen ist man auf die Parameter der zur Verfügung stehenden Prototypen beschränkt. Die Einstellung von Zwischenwerten ist nur durch die Fertigung zusätzlicher Prototypen und deren Einbau in die experimentelle Versuchsumgebung möglich. Schnelle und automatisierbare Parametervariationen, wie sie aus numerischen Simulationen bekannt sind, sind für mechanische Parameter (Steifigkeit, Dämpfung, Eigenfrequenzen) aktuell kaum möglich.

## 2.3 Hybride Methoden

Hybride Methoden vereinen die Vorteile von numerischen und experimentellen Methoden. Ein zu testendes Subsystem kommuniziert über eine physikalische Schnittstelle mit einer numerischen Echtzeitsimulation des Restsystems. Bei Hardware-in-the-Loop-Tests (HIL-Tests) befindet sich ein zu testendes Subsystem in einer geschlossenen Wirkkette mit dem numerisch simulierten Restsystem. Zustandsänderungen im realen Subsystem rufen Veränderungen im numerischen Modell des Restsystems hervor, die ihrerseits eine Gegenreaktion in der physikalischen Schnittstelle zum zu prüfenden Subsystem einstellen. Hierdurch können Wechselwirkung zwischen dem zu testenden Subsystem und dem numerisch simulierten Restsystem im Test auf der Grundlage eingebundener Echtzeitsimulationsmodelle berücksichtigt werden. Parameter im numerisch simulierten Restsystem können, wie aus der reinen numerischen Simulation gewohnt, schnell verändert und optimiert werden. Einen Überblick über aktuelle Forschungsarbeiten im Bereich HIL gibt [3].



**Bild 2** Hardware-in-the-Loop auf Signal-, leistungselektrischer und mechanischer Ebene

**Bild 2** zeigt die Klassifizierung von HIL-Methoden anhand der zwischen dem zu testenden System und dem numerisch simulierten Restsystem ausgetauschten Größen. Es kann sich um Informationen und Signale, mechanische Größen wie Kraft und Auslenkung sowie um leistungselektrische Größen wie Spannung und Strom handeln. Die verwendeten HIL-Schnittstellen müssen den Austausch der jeweiligen Größen ermöglichen. Je nach ausgetauschten Größen, verwendeten Schnittstellen und geforderter Nachbildungsgüte erreichen die verschiedenen HIL-Methoden unterschiedliche Technologiereifegrade und sind in einigen Bereichen seit vielen Jahren eine etablierte Methode zur Durchführung hybrider Tests.

**Signal-level Hardware-in-the-loop (sHIL)** ist seit Jahrzehnten eine etablierte Methode in der Automobilentwicklung und in der Luftfahrt, beispielsweise bei der Entwicklung von Steuergeräten. Einem Steuergerät werden die Signale aus einem simulierten Daten-Bus oder Sensorsystem, der beispielsweise Teil eines Gesamtfahrzeugmodells ist, zur Verfügung gestellt.

**Power-level Hardware-in-the-loop (pHIL)** bezeichnet den Ansatz auf leistungselektrischer Ebene. Die Methode kommt vor allem im Bereich von Energienetzen und in den letzten Jahren zunehmend in der Entwicklung von elektrischen Antriebssträngen und Batteriesystemen zum

Einsatz. Die Schnittstellen müssen hier eine relevante elektrische Last aufnehmen bzw. erzeugen können. Herausforderungen liegen hier, insbesondere bei großen ausgetauschten Leistungen, in der realisierbaren Übertragungsbandbreite der Schnittstellen [4].

**Mechanical-level Hardware-in-the-loop (mHIL)** bezeichnet den Ansatz auf mechanischer Ebene. Hinsichtlich des Standes der Technik muss bei mHIL zwischen rotatorischen und translatorischen Anwendungen unterschieden werden. Betrachtet man rotatorische Bewegungen, kommt der mHIL-Ansatz im Bereich der Entwicklung und Erprobung von Antriebssträngen in verschiedenen Bereichen zum Einsatz. Im rotatorischen Fall agiert in der Regel ein elektrischer An-/ Abtriebsmotor als HIL-Schnittstelle.

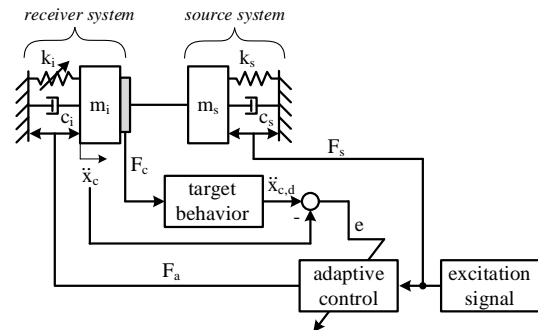
Für translatorische und räumliche Bewegungen kommen elektrodynamische Aktoren (Shaker) [5], piezoelektrische Aktoren [6] sowie pneumatische oder hydraulische Zylinder [7] zum Einsatz. Im Automobilbereich gibt es Anwendungen im Bereich der Fahrwerkentwicklung (Charakterisierung und Abstimmung geregelter Fahrwerkkomponenten) und der Betriebsfestigkeitsprüfung [7]. Hierbei wird allerdings häufig nur ein niedriger Frequenzbereich ( $< \text{ca. } 50 \text{ Hz}$ ) bedient. Höherfrequente dynamische Eigenschaften, wie beispielsweise die dynamische Steifigkeit der Fahrzeugkarosserie werden nicht berücksichtigt, da diese im Prüfstand durch starre Achsböcke ersetzt werden. Sollen hohe Steifigkeiten, beispielsweise im Bereich von  $> 10 \text{ kN/mm}$  abgebildet werden sind entsprechend groß dimensionierte Aktoren notwendig, welche entsprechende Kosten verursachen und einen hohen Energiebedarf haben.

### 3 Aktive Nachbildung mechanischer Randbedingungen

Vor dem Hintergrund des zunehmenden Bedarfs an hybriden Test- und Validierungsmethoden im Bereich der Entwicklung strukturdynamischer Systeme zur Optimierung des Leichtbaus wurde im Rahmen der Forschungsarbeiten der Autoren ein mechanisches Hardware-in-the-Loop-System mit der dazugehörigen mHIL-Schnittstelle umgesetzt und experimentell charakterisiert. Diese soll die Nachbildung von typischen dynamischen Steifigkeiten aus der Automobilentwicklung in einem Frequenzbereich bis  $1 \text{ kHz}$  ermöglichen und damit verschiedene Empfängersysteme nachbilden (vgl. **Bild 1**) können ohne, dass dafür Umbauarbeiten am experimentelle Versuchsaufbau nötig sind.

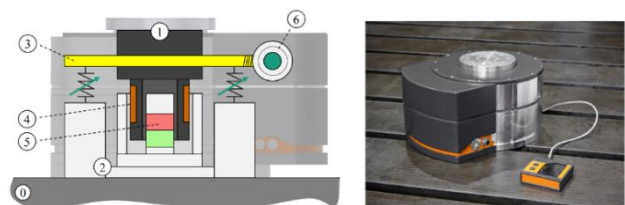
**Bild 3** zeigt die schematische Darstellung des umgesetzten mHIL-Systems mit angeschlossenem Quellsystem. Im Wesentlichen besteht die mHIL-Schnittstelle aus einem Aktor  $F_a$ , der bewegten Masse  $m_i$  und einer einstellbaren Steifigkeit  $k_i$ . Die Anregung  $F_s$  wird durch das angeschlossene Quellsystem eingeleitet und erzeugt eine messbare Kontaktkraft  $F_c$  in der Schnittstelle. Die gemessene Kraft  $F_c$  dient zur Berechnung der geforderten Sollbewegung  $\ddot{x}_{c,d}$ . Mit Hilfe der gemessenen tatsächlich resultierenden Bewegung  $\ddot{x}_c$  berechnet der adaptive Regler eine Regelabweichung  $e$ . Die mittlere quadratische Regelabweichung  $E\{e^2\}$  stellt eine Zielfunktion dar, die mittels eines adaptiven Steuerungsansatzes automatisiert minimiert wird. Das Ergebnis des Adaptionsprozesses ist die korrekte

und gleichzeitige Nachbildung der Kontaktkräfte  $F_c$  sowie der Bewegungsgröße  $\ddot{x}_c$  der Schnittstelle auf Basis des hinterlegten numerischen Modells. Das Quellsystem erfährt damit genau die Bewegung und es stellen sich simultan genau die Kontaktkräfte ein, die bei der physischen Verbindung des Quellen- mit dem Empfängersystem messbar sind.



**Bild 3** Schematische Darstellung des mHIL-Systems (Empfängersystem) mit angeschlossenem Quellsystem und adaptiver, digitaler Signalverarbeitung

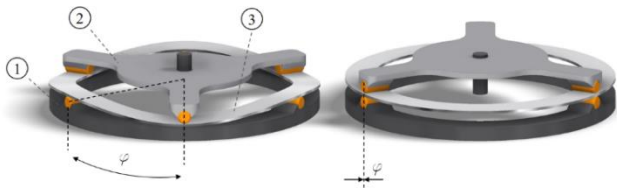
**Bild 4** zeigt die Topologie der mHIL-Schnittstelle und deren prototypische Umsetzung. Die Schnittstelle wird auf einer Basisstruktur (0) montiert. Die bewegte Masse (1) befindet sich im Gehäuse (2) der Schnittstelle, wird von einer einstellbaren Steifigkeit (3) unterstützt und dient zur Aufnahme des Prüflings/Quellsystems. Die Einleitung der elektrodynamischen Aktorkraft  $F_a$  erfolgt durch eine Tauchspule (4) mit zugehörigem Magneten (5), der am Gehäuse der Schnittstelle befestigt ist. Die mHIL-Schnittstelle integriert zudem ein Schneckengetriebe mit Servoantrieb (6) zur motorischen Verstellung des einstellbaren Steifigkeitselements.



**Bild 4** Links: Topologie der mHIL-Schnittstelle. Rechts: Prototypische Umsetzung

Durch die parallele Anordnung zum Aktor reduzieren sich die Anforderungen an die maximal benötigten Stellkräfte des Aktors drastisch, da quasistatische Kräfte nicht durch den Aktor, sondern durch die einstellbare Steifigkeit bereitgestellt werden.

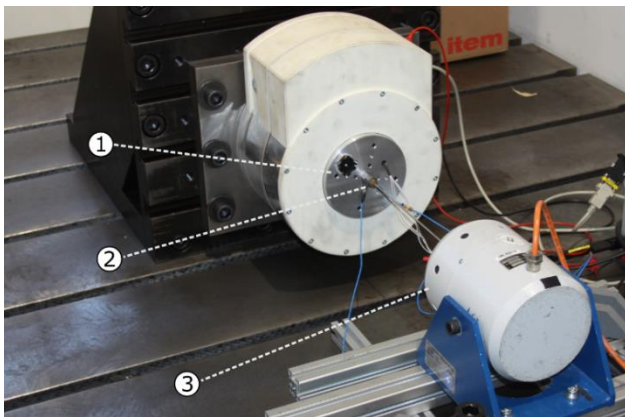
Die Funktionsweise des einstellbaren Steifigkeitselements [8] ist in **Bild 5** dargestellt. Das Wirkprinzip besteht in der Einstellung des Winkels  $\varphi$ , der die freie Länge eines Federelements (3) verändert. Wird diese freie Länge angepasst, ändert sich die effektive Steifigkeit der Vorrichtung. Realisiert wird diese Längenänderung durch die Verdrehung zweier Strukturen (1) und (2) relativ zueinander. In der mHIL-Schnittstelle wird diese Rotation durch einen elektromotorischen Antrieb umgesetzt.



**Bild 5** Basiselemente der einstellbaren Steifigkeit. Links: Minimale Steifigkeitseinstellung  $k_{\min}$ . Rechts:  $k_{\max}$

Der Steifigkeit kann stufenlos zwischen ca. 0,5 kN/mm und ca. 60 kN/mm eingestellt werden. Das Federelement ist aus hochfestem Federstahl und hat in der Auslegung für die mHIL-Schnittstelle einen Außendurchmesser von 200 mm.

Es sollte untersucht werden inwieweit das mHIL-System eine, durch das target-model numerisch vorgegebene, dynamische Steifigkeit abbilden kann um hierdurch in Versuchsaufbauten ein beliebiges „receiver system“ (vgl. **Bild 1**) nachbilden zu können. Zur experimentellen Charakterisierung wurde ein Aufbau analog zur schematischen Darstellung (vgl. **Bild 3**) umgesetzt, **Bild 6** zeigt ein diesen Aufbau. Die mHIL-Schnittstelle (1) ist über einen Impedanzmesskopf (2) mit einem elektrodynamischen Schwingerreger (3) verbunden. Der adaptive Regler und das target-model werden auf einem Echtzeitsimulator berechnet.



**Bild 6** Aufbau zur Charakterisierung des mHIL-Systems

Bei der Einleitung einer mechanischen Anregung in den Versuchsaufbau durch den Schwingerreger sollen sich mit Hilfe der adaptiven Regelung und der Ansteuerung des Aktors der mHIL-Schnittstelle die gewünschten Kontaktkräfte  $F_c$  und Bewegungsgrößen  $\ddot{x}_c$  im Versuch einstellen. Kräfte und Bewegungen in der Schnittstelle zwischen Quellen- und Empfängersystem werden dabei mit Hilfe des Impedanzmesskopfes gemessen.

**Tabelle 1** fasst die Versuchsmatrix zur Charakterisierung der mHIL-Schnittstelle zusammen. Hierbei wurden neben der Nachbildung von idealen Steifigkeiten (Testfälle A-1 – A-3) ebenfalls strukturdynamische Systeme mit Resonanzverhalten berücksichtigt (Testfälle B, C und D).

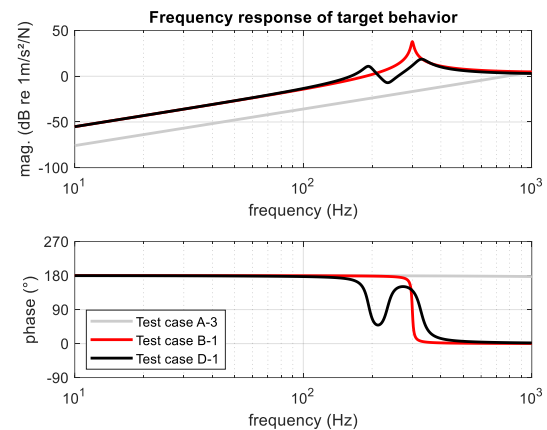
Zur Darstellung der Charakterisierungsergebnisse werden die Testfälle A-3, B-1 und D-1 ausgewählt. Für eine vollständige Darstellung der Charakterisierungsergebnisse wird der Leser auf [9] verwiesen. Die Charakterisierung der mHIL-Schnittstelle erfolgt mit bandbegrenztem rotem Rauschen durch den elektrodynamischen Schwingerreger bis zum Frequenzbereich von 1 kHz. Im Verlauf der

Charakterisierung wurde neben der Optimierung der Regelparameter des adaptiven Reglers ebenfalls eine Iteration der zugrundeliegenden numerischen Modelle des nachzubildenden Verhaltens des Empfängersystems durchgeführt.

**Tabelle 1** Testfälle zur Charakterisierung des mHIL-Systems

Testfall	Quasistat. Steifigkeit (N/mm)	Erste Eigenfreq. (Hz)	Modale Dämpfung (%)	Zweite Eigenfreq. (Hz)
A-1 – A-3	$5 \cdot 10^2 \dots 10^4$	--	--	--
B-1 – B-3	2.250	300	1..100	--
C-1 – C-3	2.250	100..500	10	--
D-1 – D-3	2.250	190	circa 10	327..700

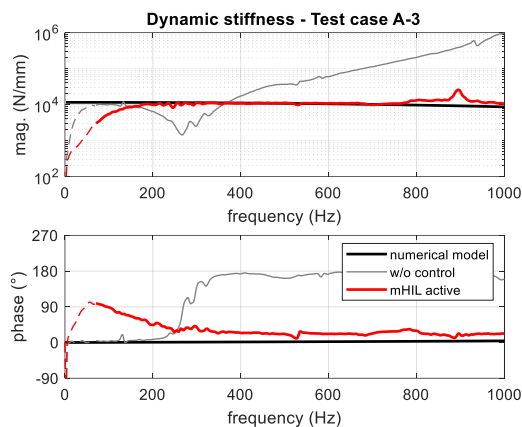
**Bild 7** zeigt die Frequenzantwort der unterschiedlichen Modelle. Dabei implementiert Modell A-3 eine ideale Steifigkeit von  $10^4$  N/mm. Modell B-1 implementiert eine mittlere quasistatische Steifigkeit von 2.250 N/mm sowie eine Resonanzfrequenz bei 300 Hz mit einer modalen Dämpfung von 1 %. Im Modell D-1 werden zwei Resonanzfrequenzen implementiert.



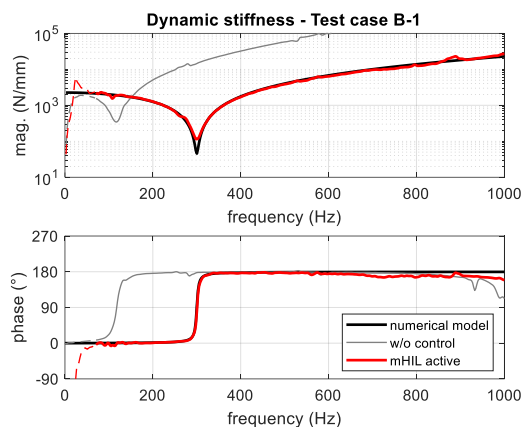
**Bild 7** Frequenzantworten der nachzubildenden Testfälle

Zur Darstellung der Charakterisierungsergebnisse zeigen die **Bilder 8-10** das dynamische Steifigkeitsverhalten der bewegte Masse der mHIL-Schnittstelle (vgl. (1) in **Bild 6**). Dieses wurde mit Hilfe der Messdaten des Impedanzmesskopfes und einer H1-Schätzung der Übertragungsfunktion gewonnen. In allen Fällen wird eine hohe Nachbildungsgüte des geforderten dynamischen Steifigkeitsverhaltens erreicht. Eine Abweichung vom geforderten Verhalten kann bei der Nachbildung einer idealen Steifigkeit im Frequenzbereich um 900 Hz beobachtet werden (vgl. **Bild 8**). Diese Abweichungen resultieren aus einer parasitären Eigenfrequenz des Aufbaus (vgl. **Bild 6**), die sich bei einer Anpassung des Aufbaus vermeiden lassen. Auch bei der Nachbildung einer Eigenfrequenz mit einer sehr geringen modalen Dämpfung von 1 % (vgl. **Bild 9**) zeigt der Frequenzgang der experimentell ermittelten dynamischen Steifigkeit leichte Abweichungen in der Eigenfrequenz bei 300 Hz. In allen betrachteten Fällen (vgl. **Bild 8-10**) darf der Frequenzbereich unterhalb von 70 Hz aufgrund der geringen Kohärenz bei der Messsignalerfassung nicht betrachtet werden.

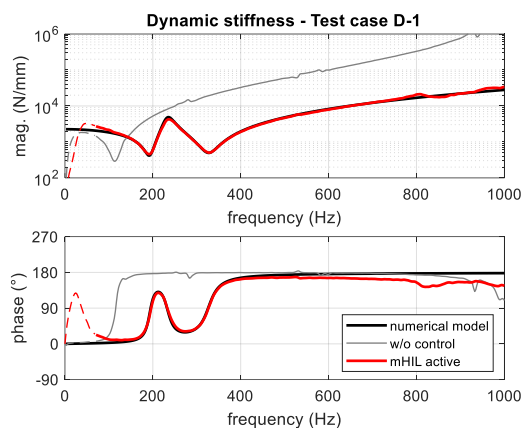




**Bild 8** Nachbildung einer idealen Steifigkeit mittels mHIL



**Bild 9** Nachbildung einer Resonanz mit geringer Dämpfung



**Bild 10** Nachbildung von zwei Eigenfrequenzen

## 5 Zusammenfassung

Verbunden mit den steigenden Anforderungen an optimale ausgestaltete, strukturdynamische und mechatronische Systeme besteht ein zunehmender Bedarf an Entwicklungswerkzeugen, die einen effizienten Entwicklungsprozess unterstützen. Hybride Entwicklungsmethoden vereinen dabei die Vorteile von numerischen und experimentellen Methoden. Die vorgestellte mechanische Hardware-in-the-Loop-Methode koppelt einen mechanischen Prüfling

mit einer numerischen Echtzeitsimulation des Restsystems. Hierdurch kann beispielsweise im Bereich der Fahrzeugentwicklung das Schwingungs- und Komfortverhalten eines Teilsystems unter Randbedingungen bereits in einer frühen Phase der Entwicklung untersucht werden, die eine möglichst hohe Übereinstimmung mit dem späteren Einbaustand im realen Fahrzeug besitzen.

## 6 Literatur

- [1] de Klerk, D.; Rixen, D. J.; Voormeeren, S. N.: *General framework for dynamic substructuring: history, review and classification of techniques*. AIAA journal (2008), **46**(5). S. 1169-1181.
- [2] Landersheim, V.; Möller, R.; Dittmann, K.-J.: *Ableitung eines vereinfachten Ersatzversuchs für PKW-Integralträger mittels numerischer Schädigungsbeurteilung*. In: Tagung des DVM Arbeitskreises Betriebsfestigkeit „Potenziale im Zusammenspiel von Versuch und Berechnung in der Betriebsfestigkeit Volume: **43**, Steyr, Österreich. (2016)
- [3] Millitzer, J., et al.: *Recent developments in hardware-in-the-loop testing*. Model Validation and Uncertainty Quantification, Volume **3**. Springer, Cham, 2019. ISBN: 978-3-319-74792-7. S. 65-73.
- [4] Ren, W.; Steuer, M.; Baldwin, T. L.: *Improve the stability and the accuracy of power hardware-in-the-loop simulation by selecting appropriate interface algorithms*. IEEE Trans. Ind. Appl. **44**(4). S. 1286–1294. (2008)
- [5] Bartl, A.; Karamooz Mahdiabadi, M.; Rixen, D. J.: *Conception of a Noise and Vibration Hardware-In-The-Loop Test Bed*. In: Proceedings of IMAC 2017, A Conference and Exposition on Structural Dynamics. (2017)
- [6] Atzrodt, H.; Mayer, D.; Koch, T.; Vrbata, J.: *Development of a multiaxial test environment for highly dynamically loaded mechatronic components*. In: Symposium on Structural Durability SoSDiD (2017). Darmstadt, Deutschland.
- [7] Olma, S.; Kohlstedt, A.; Traphöner, P.; Jäker, K.-P.; Trächtler, A.: *Observer-based nonlinear control strategies for Hardware-in-the-Loop simulations of multiaxial suspension test rigs*. Mechatronics **50**. S. 212-224, Elsevier. (2018).
- [8] Hansmann, J.; Kaal, W.; Seipel, B.; Melz, T.: *Einstellbares Federelement für adaptierbaren Schwingungstilger*. In: ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift. **114**. S. 242–246. ISSN: 0001-2785. (2012)
- [9] Millitzer, J.; Hansmann, J.; Lapicciarella G.; Tamm, C.; Herold, S.: *Tuning and Emulation of Mechanical Characteristics – Tunable Mounts and a Mechanical Hardware-in-the-Loop Approach for More Efficient Research and Testing*. In: Pelz P.F., Groche P. (eds) Uncertainty in Mechanical Engineering. ICUME 2021. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. [https://doi.org/10.1007/978-3-030-77256-7\\_12](https://doi.org/10.1007/978-3-030-77256-7_12)

# Duale Modellprädiktive Regelung: Online-Experimentaldesign für nichtlineare Systeme

## Dual Model Predictive Control: Online Experimental Design for Non-Linear Systems

Timo Osterburg, Technische Universität Dortmund, Lehrstuhl für Regelungssystemtechnik, 44227 Dortmund, Deutschland, timo.osterburg@tu-dortmund.de

Artemi Makarow, Technische Universität Dortmund, Lehrstuhl für Regelungssystemtechnik, 44227 Dortmund, Deutschland, artemi.makarow@tu-dortmund.de

apl. Prof. Dr. rer. nat. Frank Hoffmann, Technische Universität Dortmund, Lehrstuhl für Regelungssystemtechnik, 44227 Dortmund, Deutschland, frank.hoffmann@tu-dortmund.de

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Prof. h.c. Dr. h.c. Torsten Bertram, Technische Universität Dortmund, Lehrstuhl für Regelungssystemtechnik, 44227 Dortmund, Deutschland, torsten.bertram@tu-dortmund.de

### Kurzfassung

Bei stationär betriebenen Anlagen liegen oftmals keine hinreichenden, aussagekräftigen Daten für online Parameterschätzverfahren vor, insbesondere falls die Durchführung von Experimenten zu aufwendig ist. Duale modellprädiktive Reglerverfahren bieten die Möglichkeit einen Online-Experimentaldesign während des normalen Betriebs durchzuführen und dabei die Vorteile der modellprädiktiven Regelung, wie die explizite Berücksichtigung von Stellgrößen- und Zustandsbeschränkungen, zu nutzen. So können dem online Parameterschätzer Daten mit ausreichendem Informationsgehalt zur Verfügung gestellt werden, um die Parameterschätzung zu verbessern. In diesem Beitrag wird ein bestehender DMPC-Ansatz kurz vorgestellt und eine Erweiterung dieses Ansatzes für nichtlineare Systeme präsentiert. Zu diesem Zweck wird das optimale Steuerungsproblem der nichtlinearen modellprädiktiven Regelung erweitert, um den dualen Effekt zu berücksichtigen. Mit der vorgeschlagenen Erweiterung können bekannte Parameterschätzverfahren für nichtlineare Systeme verwendet werden. Der vorgestellte DNMP-Approach wird sowohl numerisch als auch in einem realen Experiment untersucht.

### Abstract

Stationary driven plants often lead to insufficient informative data for online parameter adaptation, while performing experiments is too costly in general. Dual model predictive control methods pursue an online experimental design during normal operation, taking advantage of model predictive control features such as explicit consideration of manipulated variable boundaries and state constraints. Thus, the parameter estimates are continuously improved from data recorded online during the plant operation. This paper introduces a state of the art DMPC approach briefly and proposes its extension to nonlinear systems. For this purpose, the optimal control problem of a non-linear model predictive control formulation is extended to account for the dual effect. The proposed scheme opens an avenue to further utilize well-known parameter estimation methods for nonlinear systems. The presented DNMP approach is investigated and analysed both in simulation and in experiment.

## 1 Introduction

Model Predictive Control (MPC) provides a generic framework for control system design across a wide range of problems. It minimizes a user-defined objective function while explicitly adhering to input and state constraints. This makes MPC attractive in a wide variety of control applications.

As MPC relies on an internal system model, its uncertainty affects the closed-loop control performance. In general, conducting experiments for the sake of systematic parameter identification is time-consuming. Additionally, the system parameters are subject to change over time due to external influences. In order to overcome these problems, adaptive MPC strategies estimate the model parameters

based on plant data recorded online. However, as plants are mostly operated in stationary conditions, the information of observed samples is insufficient to improve the parameter estimation.

Therefore, the adaptive MPC formulation is extended to account for parameter uncertainties and their reduction by stimulating control inputs. In this way, the MPC achieves an optimal balance between the excitation of the system and the execution of the primary control task. The online experimental design modifies the input signal to achieve the secondary objective of reducing model parameter uncertainties. The simultaneous effect of the input signal on the system states and estimation accuracy of the parameters is called *dual effect* [1]. Therefore, MPC formulations considering the dual effect are called dual MPC (DMPC)

approaches.

Theoretically, those DMPC formulations, together with a stable estimation algorithm, maintain the model parameters during operation in such a way that the overall optimal control quality is ensured. In practice, the exact solution of such a formulation is usually computationally infeasible within the finite MPC sample time. Hence, the literature proposes several approximations of the dual problem to reduce the computational burden.

Those DMPC approaches are often considered for linear systems and their performance is mostly evaluated in numeric examples, e.g. [2, 3]. Extensions to non-linear systems remain rare and are commonly derived for bio, chemical or biochemical processes, allowing for long computation times due to their relatively slow dynamics, e.g. [4, 5]. The authors in [6] minimize the *predictive standard deviation* of the original cost function to minimize the variances in parameter estimates affecting the costs.

This paper briefly presents an established DMPC approach with online experimental design. We propose its adaptation to non-linear systems with high sampling rates, which directly estimates the non-linear model. The approach is evaluated and analyzed in simulation and experiment of a cart-pole system.

## 2 Dual MPC with Online Experiment Design

The authors of [2] propose a dual MPC with an online experiment design approach for linear systems. The covariance matrix of the parameter estimation error  $P$  is predicted over the horizon  $N_e$ . The weighted trace of the covariance matrix is added to the original objective function to consider the influence of the control signal on the variance of the parameter estimates. The trace as the sum of diagonal elements is chosen because it has a low computational demand and is directly linked to the task of reducing variance as it yields the sum of all parameter estimate error variances, see, for example, [2]. The work in [2] predicts the covariance matrix  $P_k$  based on a recursive least squares (RLS) estimator with forgetting factor  $\lambda \in (0, 1]$ , the estimated parameter vector  $\hat{\theta}_k$ , gain matrix  $K_k$ , system output  $y_k$ , regressor vector  $\phi_k$  at discrete time steps  $t_k$ . The correction factor  $r$  addresses the effect of noisy signals to the covariance matrix estimation. With  $I$  representing the identity matrix, the RLS estimator is formulated as:

$$\hat{\theta}_k = \hat{\theta}_{k-1} + K_k(y_k - \phi_{k-1}^T \hat{\theta}_{k-1}), \quad (1a)$$

$$K_k = P_{k-1} \phi_{k-1} (r\lambda + \phi_{k-1}^T P_{k-1} \phi_{k-1})^{-1}, \quad (1b)$$

$$P_k = (I - K_k \phi_{k-1}^T) P_{k-1} / \lambda, \quad (1c)$$

in which the regressor vector contains past system outputs and inputs in the form  $\phi_{k-1} = [-y_{k-1}, \dots, -y_{k-n_a}, u_{k-1}, \dots, u_{k-n_b}]^T$  with  $n_a$  and  $n_b$  corresponding to the number of parameters in the autoregressive time-series processes with an exogenous input

model:

$$\begin{aligned} & y_k + a_1 y_{k-1} + \dots + a_{n_a} y_{k-n_a} \\ & = b_1 u_{k-1} + \dots + b_{n_b} u_{k-n_b} + v_k, \end{aligned} \quad (2)$$

with the system output sample  $y_k$ , disturbance  $v_k$  and input sample  $u_k$  at time step  $t_k$ .

To predict the covariance matrix at time step  $t_n$  the regressor vector is replaced by an estimated regressor vector  $\hat{\phi}_k$  containing the past closed-loop system output for  $k \leq n$  and input for  $k < n$  and the free control variables and estimated system output  $\hat{y}$  otherwise. Here, the system output is predicted by the one-step predictor:

$$\hat{y}_{k+1} = \phi_k^T \hat{\theta}_k. \quad (3)$$

To include the predicted covariance matrix available in the objective function, the authors of [2] add the covariance matrix prediction equations according to (1b) and (1c) incorporating the predicted regression vector  $\hat{\phi}_k$  to the secondary objectives and constraints of the optimal control problem. The extended OCP at time step  $t_n$  is formulated as follows, where  $\{u_k\}_{k=n}^{n+N_p-1}$  represents the free control variable sequence over the prediction horizon  $N_p$ ,  $V_P$  the objective function considering the covariance matrix,  $\delta_e \in (0, 1]$  the exponential weighting factor of the covariance matrix trace,  $P_{j+1}$  the predicted covariance matrix over the experiment horizon  $N_e$ ,  $u_{\min}$  and  $u_{\max}$  the lower and upper bound on the control variable,  $y_{\min}$  and  $y_{\max}$  as constraints on the system output,  $w_0$  to  $w_2$  the tunable relative weights and  $I$  the identity matrix:

$$\begin{aligned} \min_{\{u_k\}_{k=n}^{n+N_p-1}} \quad & V_P(n) := w_0 \sum_{j=n}^{n+N_e-1} \delta_e^{j-1} \text{trace}(P_{j+1}) \\ & + \sum_{k=n}^{n+N_p-1} (w_1 \hat{y}_{k+1}^2 + w_2 u_k^2) \end{aligned} \quad (4a)$$

$$\text{s.t.} \quad \hat{y}_{k+1} = \hat{\phi}_k^T \hat{\theta}_n, \quad (4b)$$

$$u_{\min} \leq u_k \leq u_{\max}, \quad (4c)$$

$$y_{\min} \leq \hat{y}_{k+1} \leq y_{\max}, \quad (4d)$$

$$k = n, n+1, \dots, n+N_p-1,$$

$$K_{j+1} = \frac{P_j \hat{\phi}_j}{r\lambda + \hat{\phi}_j^T P_j \hat{\phi}_j}, \quad (4e)$$

$$P_{j+1} = (I - K_{j+1} \hat{\phi}_j^T) P_j, \quad (4f)$$

$$j = n, n+1, \dots, n+N_e-1.$$

For linear systems, this approach, in conjunction with a consistent estimation algorithm, leads to a stable control that reconciles the ongoing excitation of the system with the original control objective in an optimal manner.

## 3 Proposed Dual non-linear MPC with Online Experiment Design

This section introduces the basic formulation of the extension to the presented DMPC approach for non-linear systems. The objective is to estimate the parame-

ters  $\theta$  of a non-linear continuous-time model  $\dot{\mathbf{x}}_c(t) = \mathbf{f}_{c,\text{sys}}(\mathbf{x}_c(t), u_c(t), \theta)$  with measurements available at fixed time steps  $t_k$ :

$$\mathbf{x}_k := \mathbf{x}_c(t_k), \quad k \in \mathbb{N}_0, \quad (5)$$

while controlling the system states. The controls  $u_c(t)$  are piece-wise constant with control  $u_k$  between time step  $t_k$  and  $t_{k+1}$ :

$$u_c(t) := u_k = \text{const.}, \quad t \in [t_k, t_{k+1}). \quad (6)$$

In the following, continuous-time variables are marked with an index  $c$  and their dependence on time  $t$  is not always explicitly indicated.

The dual control approach for non-linear systems poses several challenges. The main reason is the lack of a general separation principle for non-linear systems [7]. The property of certainty equivalence, which is the foundation of dual control for linear systems, relies on the separation principle. It follows, that certainty equivalence cannot be assumed to be generally valid for non-linear systems. Moreover, the authors of [7] conclude that even though the non-linear MPC (NMPC) and parameter estimation are stable themselves, there is no guarantee that the combination of both in closed-loop is stable as well.

The proposed approach is applied in a simulative and a real example for evaluation in the next section.

### 3.1 Non-Linear Parameter Estimation

As a non-linear estimator, a variant of the Levenberg-Marquardt algorithm, see e.g. [8], estimates the parameters of the nonlinear system with a discrete-time update rule. The remainder of this section derives necessary variables in continuous-time, which are then discretized to form the parameter estimation update rule. The parameter estimator minimizes the quadratic residual error:

$$L_c := \frac{1}{2} \mathbf{l}_c^T \mathbf{l}_c, \quad (7)$$

$$\mathbf{l}_c := \hat{\mathbf{x}}_c - \mathbf{x}_c$$

with  $\mathbf{l}_c$  as residual error,  $\mathbf{x}_c$  the system state and its corresponding estimate  $\hat{\mathbf{x}}_c$  using the most recent parameter estimate  $\hat{\theta}$ . The Jacobian of  $\mathbf{l}_c$  with respect to the model parameters is described by:

$$J_c = \frac{\partial \mathbf{l}_c}{\partial \hat{\theta}} = \frac{\partial}{\partial \hat{\theta}} (\hat{\mathbf{x}}_c - \mathbf{x}_c) = \frac{\partial}{\partial \hat{\theta}} \hat{\mathbf{x}}_c, \quad (8)$$

but  $\hat{\mathbf{x}}_c$  is not known analytically.

The sensitivity equations, as stated in [10], express the time derivative of the Jacobian of the residual error by:

$$\begin{aligned} f_{c,J}(\mathbf{x}_c(t), u_c(t), \hat{\theta}, J_{c,0}) &:= \\ \frac{\partial}{\partial t} J_c &= \frac{\partial \hat{\mathbf{f}}_{c,\text{sys}}}{\partial \hat{\theta}} + \frac{\partial \hat{\mathbf{f}}_{c,\text{sys}}}{\partial \mathbf{x}_c} J_c, \\ J_c(0) &= J_{c,0}, \end{aligned} \quad (9)$$

with  $\hat{\mathbf{f}}_{c,\text{sys}}(\mathbf{x}_c(t), u_c(t), \hat{\theta})$  the estimated continuous-time state-space model of the system, with  $\mathbf{x}_c(0) = \mathbf{x}_0$  as initial state. Using the Heun method [11] the Jacobian is approx-

imated at fixed time steps, as done in the work of [12] by:

$$\begin{aligned} \hat{\mathbf{f}}_{k+1}^{[P]} &= \hat{\mathbf{f}}_k + T_s f_{c,J}(\mathbf{x}_k, u_k, \hat{\theta}_k, \hat{\mathbf{f}}_k), \\ \hat{\mathbf{f}}_{k+1} &= \frac{1}{2} \hat{\mathbf{f}}_k + \frac{1}{2} (\hat{\mathbf{f}}_{k+1}^{[P]} + T_s f_{c,J}(\mathbf{x}_{k+1}, u_{k+1}, \hat{\theta}_k, \hat{\mathbf{f}}_{k+1}^{[P]})), \\ k &= 0, 1, \dots, N_s, \\ \hat{\mathbf{f}}_0 &= \mathbf{O}, \end{aligned} \quad (10)$$

with [P] denoting the result of the first prediction step,  $T_s$  the sampling period,  $N_s$  the number of samples in the experiment,  $\mathbf{O}$  a matrix containing only zeros.

The parameter update is performed at fixed time steps  $t_k$ . For this purpose, the continuous signals are sampled at those time steps, with:

$$\mathbf{l}_k := \hat{\mathbf{x}}_c(t_k) - \mathbf{x}_c(t_k). \quad (11)$$

The transition of  $\hat{\mathbf{x}}_c$  between time steps is approximated with a 4th order explicit Runge-Kutta method. The parameter update rule of the implemented non-linear estimation algorithm with  $\lambda_{LM}$  as optimization factor is then expressed as:

$$\begin{aligned} \hat{\theta}_k &= \hat{\theta}_{k-1} - (\hat{\mathbf{f}}_{k-1}^T \hat{\mathbf{f}}_{k-1} + \lambda_{LM} \hat{D}_{k-1})^{-1} \hat{\mathbf{f}}_{k-1}^T \mathbf{l}_{k-1}, \\ \hat{D}_{k-1} &= \text{diag}(\hat{\mathbf{f}}_{k-1}^T \hat{\mathbf{f}}_{k-1}). \end{aligned} \quad (12)$$

The matrix  $\hat{D}_{k-1}$ , with the diagonal elements of  $\hat{\mathbf{f}}_{k-1}^T \hat{\mathbf{f}}_{k-1}$  and zero elsewhere, is preferred over the identity matrix as it renders the update rule approximately invariant with respect to the scale of parameters [8]. An optimization along  $\lambda_{LM}$  is performed in each update step. The estimator is characterized by a low computational cost and increases the robustness of the parameter estimation to a certain extent.

Stochastic gradient descent (SGD) methods with a momentum term that averages the gradient demonstrate superior convergence compared to common SGD methods [9]. To further improve the robustness of the Levenberg-Marquardt estimation algorithm first a dataset over  $N$  time steps is built prior to the parameter update. The direction of the update step is averaged over all samples and the update is only performed if the new parameters lead to an improved accuracy across the entire dataset.

### 3.2 Covariance Matrix Estimation

Unlike the linear least squares estimator, which provides the covariance matrix directly as a side product, the covariance matrix is estimated separately in the non-linear case. The authors of [8] provide an approximation of the covariance matrix  $\hat{P}_{NL}$  for non-linear parameter estimation:

$$\begin{aligned} \hat{P}_{NL,k} &= \hat{\sigma}_{n,k}^2 \left( \frac{\partial \mathbf{l}_k}{\partial \hat{\theta}_{k-1}}^T \frac{\partial \mathbf{l}_k}{\partial \hat{\theta}_{k-1}} \right), \\ &\approx \hat{\sigma}_{n,k}^2 \hat{\mathbf{f}}_k^T \hat{\mathbf{f}}_k \end{aligned} \quad (13)$$

with estimated noise variance  $\hat{\sigma}_{n,k}^2$  for  $n$  samples at time step  $t_k$ . In the following problem formulation, the noise variance estimation is dropped, as it is a fixed factor over

the prediction horizon and thus does not affect the minimization in the OCP with adapted relative weights in the cost function.

### 3.3 DN MPC with Online Experiment Design

This section proposes a simple dual non-linear MPC (DN-MPC) with online experiment design approach, which is closely related to the linear DMPC scheme in [2]. Combining (10) and (13) in the secondary conditions of the OCP, with the calculated control input and estimated plant output, the non-linear covariance matrix is estimated over the experiment horizon  $N_e$ . Thus,  $u_k$  for  $k < n$  refers to the closed-loop input signal and the free variable otherwise. In this way, the relationship between the control input sequence  $\{u_k\}_{k=n}^{n+N_p-1}$  and the estimation uncertainties in the OCP formulation at time step  $t_n$  is given by:

$$\begin{aligned} \min_{\{u_k\}_{k=n}^{n+N_p-1}} \quad & V_{NL}(n) := \\ & \sum_{k=n}^{n+N_p-1} (w_x V_x(\hat{\mathbf{x}}_{k+1}, \mathbf{x}_{\text{ref},k+1}) + w_u u_k^2) \\ & + w_p \sum_{j=n}^{n+N_e-1} \text{trace}(\hat{P}_{NL,j+1}(\hat{\mathbf{x}}_j, \hat{\mathbf{x}}_{j+1}, u_{j-1}, u_j, \hat{\boldsymbol{\theta}}_n)) \end{aligned} \quad (14a)$$

s.t.

$$\hat{\mathbf{x}}_{k+1} = \begin{bmatrix} \hat{s}_k \\ \hat{\phi}_k \\ \hat{s}_k \\ \hat{\phi}_k \end{bmatrix} = \mathbf{f}_{\text{sys}}(\hat{\mathbf{x}}_k, u_k, \hat{\boldsymbol{\theta}}_n), \quad (14b)$$

$$u_{\min} \leq u_k \leq u_{\max}, \quad (14c)$$

$$\mathbf{x}_{\min} \leq \hat{\mathbf{x}}_{k+1} \leq \mathbf{x}_{\max}, \quad (14d)$$

$$k = n, n+1, \dots, n+N_p-1, \quad (14e)$$

$$\hat{P}_{NL,j} = \hat{f}_j^T \hat{f}_j, \quad (14f)$$

$$\hat{f}_{j+1}^{[P]} = \hat{f}_j + T_s f_{c,J}(\hat{\mathbf{x}}_j, u_j, \hat{\boldsymbol{\theta}}_n, \hat{f}_j), \quad (14f)$$

$$\hat{f}_{j+1} = \frac{1}{2} \hat{f}_j + \frac{1}{2} (\hat{f}_{j+1}^{[P]} + T_s f_{c,J}(\hat{\mathbf{x}}_{j+1}, u_{j+1}, \hat{\boldsymbol{\theta}}_n, \hat{f}_{j+1}^{[P]})), \quad (14g)$$

$$j = n, n+1, \dots, n+N_e-1,$$

$$\hat{\mathbf{x}}_n = \mathbf{x}_n,$$

with  $V_x : \mathbb{R}^{n_x} \times \mathbb{R}^{n_x} \mapsto \mathbb{R}$  a definable state based cost function with  $n_x$  as state space dimension,  $\mathbf{x}_{\text{ref}}$  as state reference sequence,  $\mathbf{f}_{\text{sys}}$  as a discretization of  $\mathbf{f}_{c,\text{sys}}$  using the trapezoidal rule, the sampled system state  $\mathbf{x}_n$  at time step  $t_n$ ,  $u_{\min}$  and  $u_{\max}$  the lower and upper bound on the free variables,  $\mathbf{x}_{\min}$  and  $\mathbf{x}_{\max}$  as constraints on the system states,  $w_x$ ,  $w_u$  and  $w_p$  as tunable relative weights in  $\mathbb{R}^+$ . Some dependencies are not explicitly mentioned for brevity. This OCP is solved as a non-linear program (NLP) with a sequential quadratic programming (SQP) solver. The first element of the optimal control sequence  $\{u_k^*\}_{k=n}^{n+N_p-1}$  is applied to the system and the calculations are repeated in the following time steps.

## 4 Experiments

The cart-pole system is an established platform for non-linear control system design. For the continuous-time model, the state vector is composed of the cart position  $s_c$  and velocity  $\dot{s}_c$  as well as the pendulum angle  $\phi_c$  and its velocity  $\dot{\phi}_c$ . The model parameters at time step  $t_k$  are  $\boldsymbol{\theta}_k = [m_{p,k} \ m_{c,k} \ l_k \ g_k \ f_{v,k} \ d_k \ v_{f,k} \ v_{\text{offset},k}]^T$ . Neglecting Coulomb friction and the dependency of the individual model parameters on the time step for readability, the cart-pole system at time step  $t_k$  is defined by:

$$\mathbf{f}_{c,\text{cart}}(\mathbf{x}_c, u_k, \boldsymbol{\theta}_k) := \dot{\mathbf{x}}_c = \begin{bmatrix} \dot{s}_c \\ \phi_c \\ \dot{s}_c \\ \dot{\phi}_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{s}_c \\ \phi_c \\ \frac{F(u_k, \dot{s}_c, v_{\text{offset}}, f_v) - m_p g \sin(\phi_c) \cos(\phi_c) + m_p l \sin(\phi_c) \dot{\phi}_c^2 - \phi_c \frac{d}{dt} \cos(\phi_c)}{m_c + m_p (1 - \cos(\phi_c)^2)} \\ \frac{m g \sin(\phi_c) - F(u_k, \dot{s}_c, v_{\text{offset}}, f_v) \cos(\phi_c) - m_p l \sin(\phi_c) \dot{\phi}_c^2 \cos(\phi_c) + \phi_c \frac{d(m_c + m_p)}{m_p l}}{l(m_c + m_p (1 - \cos(\phi_c)^2))} \end{bmatrix} \quad (15a)$$

$$\text{with } F(u_k, \dot{s}_c, v_f, v_{\text{offset}}, f_v) := v_f(u_k + v_{\text{offset}}) - f_v \dot{s}_c. \quad (15b)$$

The *true* parameter values  $\boldsymbol{\theta}^*$  for simulation are identified in advance from data recorded in a separate offline experiment. As the model is considered a mathematical model, the units of signals, states and parameters are neglected.

The system states are predicted using the discretized state space model according to (14b). In open-loop mode, the swing-up of the pendulum to the upper equilibrium state requires a long prediction horizon. Instead, considering the difference of the pendulum energy compared to its reference state as a short term objective during the swing-up allows a much shorter horizon length. Defining the rotational energy of the pendulum as  $E_k = \frac{1}{2} m_p l^2 \dot{\phi}_k^2 + m_p g l (1 + \cos(\phi_k))$  in its estimated state and as  $E_{\text{ref},k} = \frac{1}{2} m_p l^2 \dot{\phi}_{\text{ref},k}^2 + m_p g l (1 + \cos(\phi_{\text{ref},k}))$  in the reference state, an energy-based objective function is proposed as:

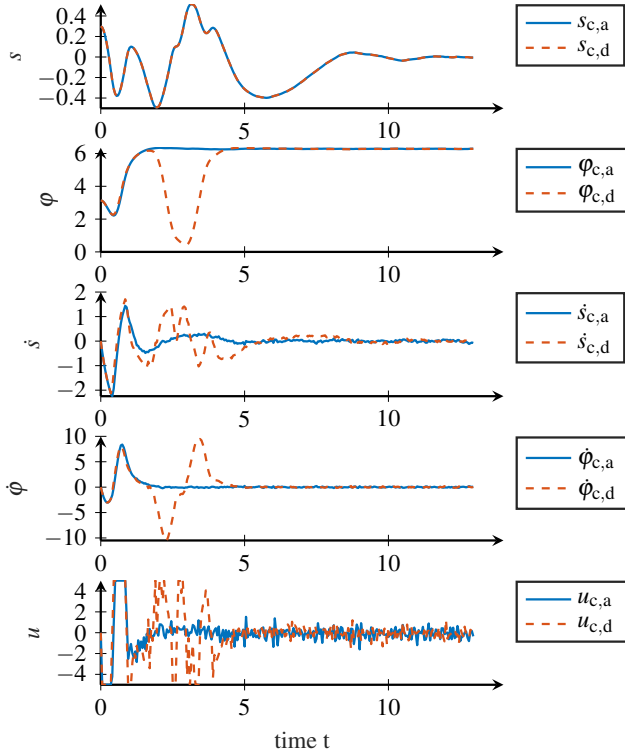
$$V_E(\hat{\mathbf{x}}_k, \mathbf{x}_{\text{ref},k}) := w_E ((1 + w_{\text{Ex}} f_{\Delta\phi}(\hat{\phi}_k, \phi_{\text{ref},k})) E_{\text{ref},k} - E_k), \quad (16)$$

with  $w_E$  as tunable relative weight,  $(1 + w_{\text{Ex}} f_{\Delta\phi}(\hat{\phi}_k, \phi_{\text{ref},k}))$  as a factor increasing the reference energy if the desired upper equilibrium is out of reach and  $f_{\Delta\phi}(\hat{\phi}_k, \phi_{\text{ref}}) := 1 - \cos(\phi_{\text{ref},k} - \hat{\phi}_k)$  as angular distance function. The difference of a state to its reference is represented by  $\Delta$  in the following, e.g.  $\Delta \mathbf{x}_k = \mathbf{x}_k - \mathbf{x}_{\text{ref},k}$ . To swing up and stabilize the pendulum in the upright position, the following state-based objective function with quadratic residual error in the system states as well as the energy-based objective function for the problem formulation (14) is proposed:

$$V_x(\hat{\mathbf{x}}_k, \mathbf{x}_{\text{ref},k}) = w_s \Delta \hat{s}_k^2 + w_{\dot{s}} \Delta \dot{s}_k^2 + w_{\phi} \Delta \hat{\phi}_k^2 + w_{\dot{\phi}} \Delta \dot{\phi}_k^2 + V_E. \quad (17)$$

This objective function is applied in both the simulated and true experimental validation. The sampling period is cho-





**Figure 1** Cart and pendulum position and velocity for adaptive NMPC (index a) and DN MPC (index d) with relative experiment weight  $w_P = 2$  for step tracking with initial model mismatch at the cart-pole system (15) in simulation.

sen as 50ms from experimental experience which constitutes the longest sampling period that still captures the major dynamics. The relative weights of the objective function are empirically chosen as  $w_u = 0$ ,  $w_s = 5$ ,  $w_{\dot{s}} = 0.2$ ,  $w_\phi = 5$ ,  $w_{\dot{\phi}} = 0.2$ ,  $w_E = 1$ ,  $w_{Ex} = 0.1$  while  $w_P$  is modified to evaluate the influence of the experiment term.

As a metric to compare the estimation results, the averaged absolute of relative estimation error over  $N_x$  experiments and all time steps  $N_s$  is introduced:

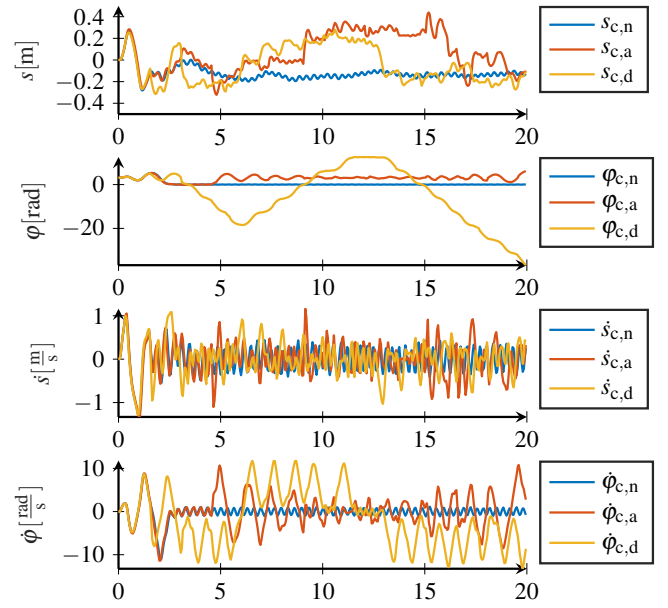
$$\bar{e}_\theta = \frac{1}{N_x N_s} \sum_{l=1}^{N_x} \sum_{k=1}^{N_s} |((\theta(l, k) - \theta^*) \oslash \theta^*)|, \quad (18)$$

with  $\oslash :=$  element-wise division,  
 $N_s :=$  number of samples,  
 $N_x :=$  number of experiments.

Since the model uses parameters of different magnitudes, the performance measure refers to the relative error. The results are aggregated over all experiments and time steps. The absolute value of the relative errors is taken, such that positive and negative relative residuals do not cancel each other. The error is calculated separately for each parameter.

#### 4.1 Numerical Example

To investigate the behaviour of DN MPC with online experiment design in simulations applied to the pendulum,



**Figure 2** Cart and pendulum position and velocity for NMPC (index n), adaptive NMPC (index a) and DN MPC (index d) with relative experiment weight  $w_P = 50$  for step tracking with initial model mismatch at the cart-pole experimental system.

the initial position is set to  $\mathbf{x}_0 = [0.3, \pi, 0, 0]^T$ . Thus, the cart is steered to the centre of the rail, while the pendulum is swung to the upright position, at which it is stabilized. An adaptive NMPC implementation serves as a reference, which corresponds to an experiment weight  $w_P = 0$ . The DN MPC implementation induces a stronger excitation in comparison to the adaptive NMPC. While the latter usually swings up the pendulum with only two back and forth motions, the experiment term of the DN MPC implementation, in some cases, requires additional sweeps. **Figure 1** shows a simulation run of the adaptive NMPC together with the same simulation of DN MPC with  $w_P = 2$ . Here, the additional excitation improves the parameter estimation as shown by the smaller relative parameter estimation error according to (18) for nearly all parameters with  $\bar{e}_\theta = [2.90, 2.73 \cdot 10^{-1}, 8.49 \cdot 10^{-2}, 2.62 \cdot 10^{-1}, 5.94 \cdot 10^{-1}, 101.35, 2.46 \cdot 10^{-1}, 6.16 \cdot 10^{-1}]$  for  $w_P = 10$  compared to  $\bar{e}_\theta = [5.31, 2.68 \cdot 10^{-1}, 1.08 \cdot 10^{-1}, 4.21 \cdot 10^{-1}, 8.23 \cdot 10^{-1}, 184.63, 2.49 \cdot 10^{-1}, 6.07 \cdot 10^{-1}]$  for  $w_P = 0$ . Additionally, the variance of the estimated parameters at the end of each experiment is reduced with increasing experiment weight  $w_P$ , considering 100 simulation runs.

#### 4.2 Cart-Pole Experiment

The input signal to the cart-pole system is constrained to  $|u| \leq 2.5$  and the cart position is restricted to  $|s| \leq 0.25$ .

As seen in **Figure 2**, the NMPC is able to swing up the pendulum and stabilize it in the upright configuration. Due to noise, model uncertainties and delays in computation, the closed loop control exhibits an ongoing oscillation around the reference position. As the relative weight for the input signal  $w_u$  in the cost function is zero, the NMPC formulation causes a bang-bang control, in which the input signal

alternates between its minimum and maximum value. The computation time of the NMPC implementation per time step on average takes 23.2ms.

Enabling the adaption algorithm leads to adaptations of the parameter vector that cause instability of the adaptive NMPC implementation as shown in Figure 2. Furthermore, the constraint on the cart position is violated several times. The average computation time per time step including parameter update increases to 40.6ms.

Considering the estimated covariance matrix of the parameter estimates in the cost function with a relative experiment weight of  $w_p = 50$  leads to a higher excitation of the system as shown in Figure 2. Unfortunately, DNMPC with online experiment design is unable to stabilize the pendulum in the upright position in this scenario. This causes the pendulum to perform several clockwise and counter-clockwise revolutions. The DMPC approach is unable to stabilize the pendulum in the upright configuration during the experiment duration  $T_f = 20$ s. In contrast to adaptive NMPC, the DNMPC approach does not violate the constraints on the cart position. The average computation time per time step decreases to 30.8ms. This is due to the superior prediction of the system dynamics illustrated by its compliance with the state constraints, which improves the warm start of the DNMPC formulation.

## 5 Conclusion

This paper presents an experimental investigation of dual MPC for non-linear systems. The application of dual control approaches to non-linear systems poses additional problems. Besides the lack of a general proof of stability of the closed-loop containing control and parameter adaptation, the computational burden of NMPC is already increased due to the non-linear nature of the system. Additionally, the adaption algorithms for non-linear systems are more complex than for linear systems and thus introduce a higher computational demand. Accordingly, the computational burden of the dual control approach and the adaptation algorithm have to be limited in order to ensure a fast computation of the NLP solution and the new parameter estimates.

A numerical example is given to show the possible improvement in parameter estimation over adaptive NMPC using the proposed DNMPC approach. The energy based cost function to swing up and stabilize the pendulum in the upright position is verified with the NMPC implementation in a real-world experiment. Furthermore, the DNMPC implementation is fast enough to achieve real-time closed-loop control of the cart-pole system. It also introduces additional excitation to the system. However, the additional stimuli do not necessarily result in reduced parameter uncertainty due to the poor performance of the parameter estimator. Therefore, successful application of DNMPC in real experiments requires an improved non-linear parameter estimator that simultaneously provides fast computation times and adjusts the parameter estimate in a robust manner.

## 6 References

- [1] Feldbaum, A. *Dual control theory I*. In: Avtomatika i Telemekhanika 21.9, S. 1240–1249, 1960
- [2] Heirung, T. A. N.; Foss, B.; Ydstie, B. E.: *MPC-based dual control with online experiment design*. In: Journal of Process Control, 32, S. 64–76, 2015
- [3] Soloperto, R.; Köhler, J.; Müller, M. A.; Allgöwer, F. *Dual adaptive MPC for output tracking of linear systems*. In: IEEE 58th Conference on Decision and Control, 2019
- [4] Thangavel, S.; Lucia, S.; Paulen, R.; Engell, S.: *Dual robust nonlinear model predictive control: A multi-stage approach*. In: Journal of Process Control 72, S. 39–51, 2018
- [5] Telen, D.; Houska, B.; Vallerio, M.; Logist, F.; Van Impe, J.: *A study of integrated experiment design for NMPC applied to the Droop model*. In: Chemical Engineering Science 160, S. 370–383, 2017
- [6] La, H. C.; Potschka, A.; Schlöder, J.; Bock, H. G.: *Dual control and online optimal experimental design*. In: SIAM Journal on Scientific Computing 39.4, B640–B657, 2017
- [7] Findeisen, R.; Imsland, L.; Allgöwer, F.; Foss, B. A.: *State and output feedback nonlinear model predictive control: An overview*. In: European journal of control, 9(2-3), S. 190–206, 2003
- [8] Seber, G.; Wild, C.: *Nonlinear regression*. John Wiley, New York, 1989
- [9] Schmidt, M.; Le Roux, N.; Bach, F.: *Minimizing finite sums with the stochastic average gradient*. In: Mathematical Programming 162.1-2, S. 83–112, 2017
- [10] Biegler, L.; Damiano, J.; Blau, G.: *Nonlinear parameter estimation: a case study comparison*. In: AIChE Journal 32.1, S. 29–45, 1986
- [11] Heun, K.: *Neue Methoden zur approximativen Integration der Differentialgleichungen einer unabhängigen Veränderlichen*. In: Z. Math. Phys 45, S. 23–38, 1900
- [12] Ramsay, J. O.; Hooker, G.; Campbell, D.; Cao, J.: *Parameter estimation for differential equations: a generalized smoothing approach*. In: Journal of the Royal Statistical Society: Series B (Statistical Methodology) 69.5, S. 741–796, 2007

# Berührungslose Sicherheit für serielle Manipulatoren durch optische Eintrittsdetektion mit einem bewegten 3D-Kamerasensor

## Non-Contact Safety for Serial Manipulators Through Optical Entry Detection With a Co-Moving 3D Camera Sensor

Nils Mandischer, Carlo Weidemann, Mathias Hüsing, Burkhard Corves,  
RWTH Aachen University, Institut für Getriebetechnik, Maschinendynamik und Robotik (IGMR), 52062 Aachen,  
Deutschland, {mandischer,weidemann,huesing,corves}@igmr.rwth-aachen.de

### Kurzfassung

Sicherheit ist ein zentrales Thema in der Mensch-Roboter-Kollaboration. Insbesondere in hohen Kollaborationsstufen entfallen trennende Sicherheitseinrichtungen, wie Zäune, und müssen durch intelligente sensorbasierte Systeme ersetzt werden. Von besonderem Interesse ist dabei die adaptive Geschwindigkeitssteuerung des Roboters. Diese Arbeit präsentiert eine Methodik, die es ermöglicht die End-Effektor-Geschwindigkeit des Roboters anhand der Abstände zu dynamischen Umgebungsobjekten adaptiv zu regeln. Die Methode kombiniert Abstandmessung und Umgebungssubtraktion mit einer konservativen Geschwindigkeitsabschätzung mithilfe der Roboter-spezifischen Anhaltewege und ist in Echtzeit verfügbar. Die Datenerfassung erfolgt über einen mitbewegten 3D-Kamerasensor, der an der Roboterstruktur befestigt ist.

### Abstract

Safety is a central issue in human-robot-collaboration. Particularly in high collaboration levels, separating safety devices, such as fences, are no longer needed and must be replaced by intelligent sensor-based systems. Of particular interest is the adaptive speed control of the robot. This work presents a methodology to adaptively control the end-effector velocity of the robot based on the distances to dynamic environmental objects. The method combines distance measurement and environmental subtraction with conservative velocity estimation using robot-specific stopping distances and is available in real-time. Data acquisition is performed using a co-moving 3D camera sensor attached to the robot structure.

## 1 Einleitung

Mensch-Roboter-Kollaboration (MRK) ist ein junges Feld in der industriellen Montage. Typischerweise teilen sich Mensch und Roboter in MRK-Prozessen einen geometrischen und z.T. temporalen Arbeitsraum. Bdiwi, Pfeiffer und Sterzing [1] definieren vier Interaktionsstufen inklusive einer kollaborativen Zone, die sich Mensch und Roboter teilen. In diesem Bereich verfährt der Roboter mit reduzierter Geschwindigkeit. Marktverfügbare optische Sicherheitssysteme definieren typischerweise statische Zonen, in denen eine feste Geschwindigkeit angesteuert wird (bspw. [2]). Für die kollaborative Zone sind derartige Sicherheitsmaßnahmen somit ungeeignet.

Aktuelle dynamische Methoden stützen sich auf ortsfeste 3D-Kameras. Leso, Zilkova und Vacek [3] legen ein Sicherheitssystem aus, das die Unterbrechung einer optischen Barriere detektiert. Die Geometrie der Barriere wird der akuten Roboterkonfiguration angepasst und optisch auf die Arbeitsfläche projiziert. Vogel, Walter und Elkmann [4] beschreiben einen ähnlichen Ansatz mit frequenzmoduliertem Licht. Auch diese Ansätze erlauben keinen Einsatz in einer kollaborativen Zone, da sie ebenfalls nur zu einem Nothalt führen - wenn auch weniger restriktiv als die marktverfügbaren Systeme.

Kuhn, Gecks und Henrich [5] nutzen Image Differencing, um mit einer oder mehreren Kameras eintretende Personen zu detektieren. Fabricio und de Luca [6] beschreiben einen

Ansatz, um die Tiefenwerte mehrerer 3D-Kameras auf ein global-ortsfestes Gitter zu binden. Anschließend berechnen sie in Echtzeit den Abstand des Menschen zu einer festen Anzahl an Zielpunkten auf der Roboterstruktur. Saveriano und Lee [7] detektieren den Feldeintritt über eine ortsfeste Kamera mit *OpenNI* und filtern diese über einen Kalman Filter (Modell mit konstanter Geschwindigkeit). Anschließend werden Ausweichtrajektorien über einen Modulationsansatz ermittelt. Während diese Methoden für die kollaborative Zone geeignet sind, benutzen sie allerdings ausschließlich ortsfeste Sensoren und sind somit anfällig für Verdeckungen in der Umgebung.

Der im folgenden vorgestellte Ansatz kompensiert diese verdeckten Bereiche durch den Einsatz eines mitbewegten Sensorsystems. Dieses Sicherheitssystem kann allein stehend oder in Kombination mit ortsfesten Kameras eingesetzt werden und ergänzt somit die etablierte Systematik. Song und Huang [8] beschreiben einen ähnlichen Ansatz für mobile Roboter basierend auf optischem Fluss. Dieser erkennt aber nur statische Objekte in der Umgebung und ist somit nicht auf das beschriebene Szenario mit dynamischen Umgebungsobjekten anwendbar. Copot [9] beschreibt ein generalistisches Schema zur Geschwindigkeitsregelung mit einer mitbewegten Kamera basierend auf Feature Extraction. Das Regelungsschema wurde allerdings noch nicht in einer realen Anwendung implementiert und validiert.

## 2 Systembeschreibung, Kontext und Schnittstellen

Das im Folgenden vorzustellende Sicherheitssystem (s. Abb. 1) besteht aus einer 3D-Kamera, die auf dem dritten Glied einer seriellen Roboterstruktur montiert wird. Dabei kann die Kamera entweder nach vorne zum Endeffektor (EE) hin oder zur Seite ausgerichtet werden. Die Kombination mehrerer Kameras ist möglich. Die Zugriffe auf die Robotersteuerung sind entkoppelt und damit das Gesamtsystem in der Anzahl der Komponenten skalierbar.



**Abbildung 1** Aufbau im Labor des IGMR: 3D-Kamera (Orbbec Astra Pro) montiert auf UR10e Roboterarm

Für diesen Beitrag werden ein Universal Robots UR10e und eine ToF-Kamera (Time-of-Flight) Astra Pro der Firma Orbbec verwendet. Beide Systeme werden an einen Nvidia Jetson TX-2 Embedded-PC angebunden, auf dem die Sicherheitsapplikation ausgeführt wird. Die Trajektorienplanung und Ansteuerung erfolgt über einen separaten Computer. Alle Teilsysteme werden mit der Middleware ROS (Robot Operating System) integriert und verbunden.

Die Aufgabe des Sicherheitssystems ist die Überwachung des Arbeitsraums und die Regelung der EE-Geschwindigkeit basierend auf der Distanz des Roboters zu eintretenden Objekten. Letztere können Menschen, aber auch mobiles Werkstattmobiliar oder weitere Roboter sein. Sicherheitssysteme unterliegen sehr hohen Echtzeitanforderungen, denn große Zykluszeiten führen letztendlich zu restriktiverem Verhalten des Roboters. Aufgrund dessen können einige Berechnungen nicht durchgeführt werden, die eine exakte Berechnung der Geschwindigkeit anhand der entsprechenden Normen DIN EN ISO 13855 [10] (allgemeine Sicherheit statischer Maschinen) und DIN EN ISO 10218-2 [11] (Sicherheit serieller Roboter) erlauben:

- (1) Keine Klassifikation der eintretenden Objekte
- (2) Dadurch, keine Segmentierung von Körperteilen
- (3) Rein lineare Bewegungsprädiktion der Objekte
- (4) Keine Einbeziehung aller Robotergetriebe oder der exakten Kontur des Gehäuses

Insbesondere die fehlende Segmentierung (2) führt dazu, dass jederzeit der schlechtestmögliche Kontakt angenommen werden muss. Das ist nach DIN ISO/TS 15066 [12]

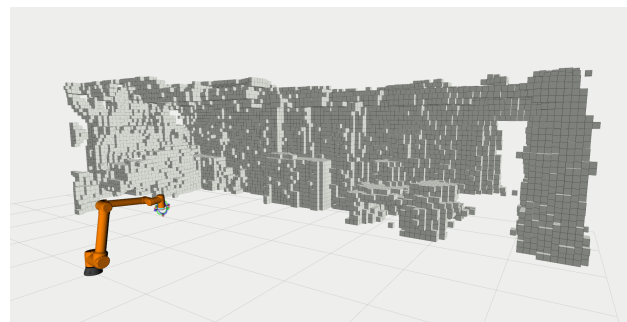
ein Kontakt mit dem Kopf. DIN ISO/TS 15066 beschreibt die Interaktion mit kollaborativen Robotern.

Da in ROS die Einstellung der End-Effektorgeschwindigkeit nur an Knotenpunkten der Robotertrajektorie möglich ist, diese aber nicht beliebig diskretisierbar ist, wird die Geschwindigkeit direkt im Robotertreiber über eine serielle Schnittstelle eingestellt. Dies erfolgt über das Software Development Kit (SDK) des Herstellers (hier: Universal Robots).

## 3 Umgebungsmodellierung und Eintrittsdetektion

Die Umgebung des Roboters wird mithilfe eines Octrees diskretisiert. Ein Octree ist eine Datenstruktur, in der Würfel hierarchisch in kleinere Würfel gleichmäßig aufgeteilt werden. Durch variable Diskretisierungslevel je nach Punktdichte lassen sich so niedrige Zugriffszeiten auf die Datenstruktur realisieren. Für die Sicherheitsmethodik wird allerdings nur die Baumstruktur zum Suchen verwendet. Die Objekthierarchie innerhalb des Baums wird vor dem eigentlichen Modellierungsprozess erstellt und somit in einen Offline-Schritt verschoben. Die Voxel tragen nur deren Belegungszustand als Binärinformation, also *belegt* oder *frei*. Im Modellierungsprozess werden Punktwolken aus unterschiedlichen Roboterkonfigurationen in das Umgebungsmodell eingefüllt. Dies lässt sich (teil-)autonom durchführen. Das Vorgehen ist analog zur bereits validierten Methode zur Diskretisierung großer Werkräume in [13]. Mehr Details sind dort zu entnehmen.

Das Hintergrundmodell wird in einer Höhe zwischen 0,3 und 2,5 m vom Boden erstellt. Die Werte entsprechen DIN EN ISO 10218-2 [11]. Das partielle Hintergrundmodell des IGMR Labors ist in Abb. 2 dargestellt.



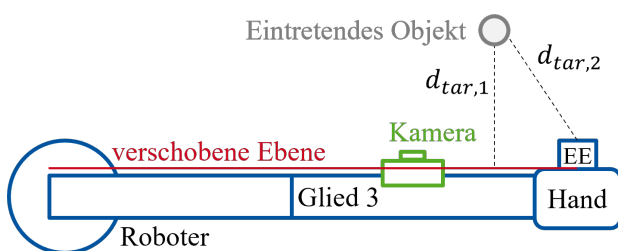
**Abbildung 2** Diskretisiertes Hintergrundmodell des IGMR Labors mit einer Auflösung des Voxelgitters von 0,1 m

### 3.1 Eintrittsdetektion

Zur Detektion von Eintritten in den abgesicherten Bereich, werden die eingehenden Punktwolken mit dem erstellten diskretisierten Hintergrundmodell verglichen. Durch die Struktur des Oktonärbaums werden Zugriffszeiten auf das Backend verringert. Ist an der Stelle eines Punktes der Punktwolke ein belegtes Voxel, wird dieser Punkt aus der Punktwolke ausgefiltert. Da dies nur von der Größe der Punktwolke selbst abhängig ist, skaliert die Rechenzeit des

Vergleichs nicht mit der Größe des Hintergrundmodells. Dieses kann somit beliebig groß, bzw. fein diskretisiert, konfiguriert werden.

Sobald der Eintritt in den abgesicherten Bereich detektiert ist, muss der kürzeste Abstand  $d_{tar}$  zum Roboter berechnet werden. Dazu werden zwei kritische Stellen identifiziert: die Roboterstruktur (Schlag, Quetschung) und der EE selbst (Stich, Quetschung). Der Abstand zur Roboterstruktur  $d_{tar,1}$  berechnet sich als Punkt-zu-Ebenen-Distanz, wobei die Ebene von Gelenk 1 und Gelenk 4 aufgespannt und um die größte Gehäusebreite der eingefassten Glieder verschoben wird. Die Berechnung der Distanz zum EE  $d_{tar,2}$  erfolgt über die euklidische Punkt-zu-Punkt-Distanz zum Angriffspunkt des Endeffektors. Von beiden euklidischen Distanzen wird dann die kürzere ausgewählt und an das Sicherheitssystem weitergegeben:  $d_{tar} = \min(d_{tar,1}, d_{tar,2})$ . Die Distanzen sind in Abb. 3 schematisch skizziert.



**Abbildung 3** Skizze der Roboterstruktur und kritischen Distanzen normal zur aufgespannten Ebene ( $d_{tar,1}$ ) und zum EE ( $d_{tar,2}$ )

### 3.2 Ausgleich von unsicheren Sensordaten

Herausforderungen entstehen, wenn 3D-Kameras mit unzuverlässigen Tiefenwerten (bspw. Stereovision) verwendet werden. Um auch mit stark gestörten Daten umgehen zu können, werden drei Filter eingeführt:

1. k-Nearest-Neighbors (kNN)
2. Flicker Limiter
3. Gleitender Mittelwert

**kNN** wird verwendet, um kleine Feldeintritte auszufiltern. Da die Detektion eines Menschen oder anderer dynamischer Objekte immer mehrere Hundert Punkte umfasst, können so zielgerichtet Störungs-Cluster detektiert werden. kNN berechnet den euklidischen Abstand zu den nächsten Nachbarn und filtert solche aus, die über weniger als  $k$  Nachbarn (hier 1000) mit einem definierten Maximalabstand aufweisen. Problematisch ist dieses Vorgehen, wenn mit vielen Feldeintritten im Randbereich zu rechnen ist, wobei sich der Mensch teilweise außerhalb des Hintergrundmodells befindet. Dies führt zu falschen Negativwerten (eng.: False Negatives, FN).

Der **Flicker Limiter** wird verwendet, um stark schwankende kürzeste Distanzpunkte auszufiltern. Nach unseren Beobachtungen springt der Eintrittspunkt stark, wenn die Tiefenwerte unzuverlässig sind und kein realer Eintritt existiert. Der Limiter filtert somit falsche Positivedetektionen (eng.: False Positives, FP).

Bei Feldeintritt sind i.d.R. die Tiefenwerte stabil. Um auch hier kleine Schwankungen ausfiltern zu können, wird ein **gleitender Mittelwert** mit kleinem Horizont ( $\leq 5$  Zeitschritte) verwendet. Dies führt zu einer Glättung der Distanzwerte, wodurch diese an Genauigkeit verlieren, aber einfacher für angebundene Systeme verarbeitbar sind.

Da alle Filter - insbesondere kNN - einen Einfluss auf die Rechenzeit besitzen, empfiehlt es sich, eine Kamera mit stabilen Tiefenwerten (z.B. Time-of-Flight) zu verwenden oder diejenigen Filter auszuschalten, die im jeweiligen Anwendungsfall nicht benötigt werden.

### 3.3 Modellierung des Werkzeugs

Die bisher beschriebene Modellierung ermöglicht nur eine Eintrittsdetektion, wenn keine Verdeckung durch den Endeffektor selbst oder ein montiertes Werkzeug vorliegt. Um auch dies effizient abzudecken, wird ein weiteres Voxelgitter mit hohem Diskretisierungsgrad (1-10 mm) am Flansch vorgesehen. Das Werkzeug wird als Zylinder modelliert und fest im Werkzeug-Hintergrundmodell hinterlegt. Der Flansch bewegt sich im Prozess relativ zur Roboterkonfiguration. Diese lässt sich über Vorwärtskinematik berechnen und ist in Echtzeit verfügbar. Somit kann das Werkzeug effektiv ausgefiltert werden und unterliegt denselben zeitlichen Randbedingungen, wie das allgemeine Hintergrundmodell. Im Falle eines montierten Werkzeugs, wird der EE-Punkt für die Abstandsberechnung an die Frontseite des Werkzeugs verschoben. Dort befindet sich i.d.R. der Angriffspunkt zur Umgebung.

## 4 Konservative Geschwindigkeitsabschätzung

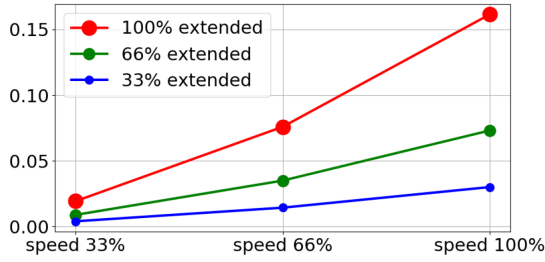
Als Eingang in die Sicherheitsberechnung werden die akute Gelenkkonfiguration  $\mathbf{q}$  und absolute EE-Geschwindigkeit  $v_{rob}$  des Roboters, sowie die Distanz zum eintretenden Objekt  $d_{tar}$  verwendet. Zusätzlich sind Daten über Kinematik und Anhalteverhalten nötig. Nach [11] sind Referenzverfahren zur Bestimmung des Nachlaufverhaltens definiert. Diese sind dem jeweiligen Handbuch (bspw. des UR10e [14]) zu entnehmen. Die genormten Nachlaufwege und -zeiten sind abhängig von

- Ausstreckung  $I$  (prozentuale Strecke zwischen Basis und EE über maximaler Reichweite),
- Geschwindigkeit  $POV$  (prozentual über maximaler Geschwindigkeit des Bezugsgelenks, bzw. des EE) und
- Nutzlast  $m$  (prozentual zur maximalen Zuladung).

Folglich ergeben sich für jedes Gelenk jeweils neun Referenzverläufe für Nachlaufzeit und -weg (vgl. Abb. 4). Die reine lineare Interpolation dieser Verläufe über alle Eingangswerte (Interpolation über drei Level) führt zu einer unzulässig hohen Rechenzeit und bietet zudem nur Informationen über das Anhalteverhalten des Roboters und nicht des Gesamtsystems, inklusive des Menschen und der Schnittstellen. Um eine umfängliche und schnelle Berechnung der zulässigen Geschwindigkeit in Menschnä-



he zu ermöglichen, ist eine elaboriertere Methodik nötig, die mehr Teilsysteme (Mensch, Roboter, etc.) beinhaltet, aber gleichzeitig eine hinreichend schnelle Rechenzeit realisiert.



**Abbildung 4** Nachlaufwege (in [m]) des Basisgelenks des UR10e für 33% Nutzlast [14]

#### 4.1 Definition der Systemzeiten

Die Berechnung der anzusteuernenden EE-Geschwindigkeit ist ein prädiktiv-iteratives Verfahren. Zunächst müssen Zykluszeiten und Totzeiten des Systems erfasst werden. Totzeiten  $t_{tot}$  entstehen durch die Datenfrequenz des Sensors  $f_{sen} = 1/t_{sen}$ , die maximale Berechnungszeit des Sicherheitsalgorithmus  $t_{alg}$  und die reale Datenrate der physischen Interfaces  $t_{int}$  (Anschluss und Kabel):

$$t_{tot} = \frac{1}{f_{sen}} + t_{int} + t_{alg} \quad (1)$$

Die Totzeit des Sensors und der Interfaces ist den Datenblättern zu entnehmen, bzw. zu berechnen (bspw. aus der Übertragungsrate). Das verwendete aktive USB3.0 Kabel besitzt eine reale Übertragungsrate von 450 MB/s und induziert damit eine Verzögerung von  $t_{int} \approx 21.8$  ms für den verwendeten Sensor (640x480 px, 30 FPS). Die Rechenzeit des Algorithmus wird konservativ abgeschätzt und während der Ausführung überwacht. Tritt eine höhere Rechenzeit auf, wird der Parameter  $t_{alg}$  entsprechend erhöht.

#### 4.2 Berechnung des konservativen Bremswegs

Zur Vereinfachung der Geschwindigkeitsberechnung wird angenommen, dass Mensch und Roboter sich jederzeit auf direktem Wege linear aufeinander zu bewegen. Nach DIN EN ISO 13855 [10] bewegt sich ein Mensch mit einer Geschwindigkeit von  $v_{hum} = 2$  m/s, wenn ein Mindestabstand (zum Roboter) von  $d_{min} < 0.5$  m eingehalten wird (hier:  $d_{min} = 0.1$  m). Der Mindestabstand darf nicht kleiner als der Detektionsfehler sein. Das vorgestellte Hintergrundmodell besitzt einen Fehler in Größe der Voxel (hier:  $d_{Voxel} = 0.1$  m).

Damit es im Betrieb zu keinem Kontakt kommt, muss der Anhalteweg kleiner sein als alle Bewegungen während des Abbremsens und der Totzeitbewegung, also

$$d_{STOP1} \geq d_{tar} - d_{min} - d_{tot}, \quad (2)$$

wobei

$$d_{tot} = t_{tot}(v_{hum} + v_{rob}). \quad (3)$$

Um einen sicherheitsgerichteten überwachten Stillstand des Roboters zu erreichen, sind zwei Varianten definiert: STOP0 und STOP1. In STOP0 bremst der Roboter aktiv über ein Bremssystem, während er in STOP1 nur ausläuft (mit Motorbremsung). Für STOP0 sind die Werte direkt gegeben und STOP1 ist über die Nachlaufweg-Diagramme (s. Abb. 4) zu bestimmen. Wie bereits eingehend erläutert, ist eine Interpolation des Nachlaufwegs in einem zeitkritischen System nicht zielführend. Außerdem verhält sich ein reales System kontinuierlich und besitzt keine Sprünge an den Stützstellen. Daher werden die Stützpunkte zunächst um geschwindigkeits- und zeitabhängige Terme erweitert:

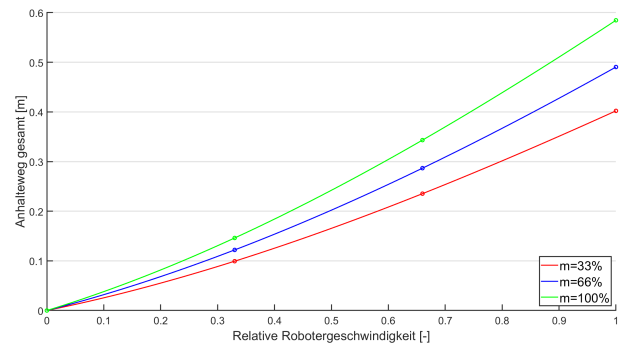
$$\hat{d}_{STOP1} = v_{hum}t_{0,STOP1} + 2Id_{I,max} \sin\left(\frac{\varphi_{0,STOP1}}{2}\right) \quad (4)$$

$$\hat{d}_{STOP1} = v_{hum}t_{0,STOP1} + d_{0,STOP1}$$

Hierbei sind

$$\begin{aligned} t_{i,STOP1} &:= t_{i,STOP1}(m, I, POV), \\ \varphi_{i,STOP1} &:= \varphi_{i,STOP1}(m, I, POV), \\ d_{i,STOP1} &:= d_{i,STOP1}(m, I, POV) \end{aligned} \quad (5)$$

die Nachlaufzeit, bzw. der Nachlaufwinkel oder -weg, des entsprechenden Gelenks (0: Basisgelenks). Hersteller geben jeweils einen der Wegparameter  $d_{i,STOP1}$  (Weg des Glieds) oder  $\varphi_{i,STOP1}$  (Gelenkwinkel) an. Da angenommen wird, dass es nur zur Kollision kommen kann, wenn der Roboter auf den Menschen zu rotiert, ist eine Betrachtung des Basisgelenks ausreichend für eine konservative Abschätzung. Dadurch wird der Roboter virtuell auf ein Rotationsgelenk mit einem Stab in Länge der akuten Ausstreckung reduziert, projiziert auf die Basisebene. Da Gl. 4 Anhaltezeit und -weg kombiniert, sind statt der initialen 54 nur 27 Stützpunkte für das Basisgelenk zu betrachten. Um die Interpolation dieser Stützpunkte einzusparen und näher an die realen Verläufe zu kommen, werden diese Punkte durch eine kubische Polynomapproximation angenähert. Dadurch ergeben sich die Verläufe in Abb. 5. Aus den 27 Stützpunkten werden somit neun kontinuierliche Funktionen abhängig von der Geschwindigkeit für die Kombinationen aus Nutzlast und Ausstreckung.



**Abbildung 5** Gesamter Anhalteweg  $\hat{d}_{STOP1}$  über Robotergergeschwindigkeit  $POV$  für UR10e bei maximaler Ausstreckung

### 4.3 Sicherheitsalgorithmus

Für den Algorithmus werden zunächst der konservative Bremsweg und der zur Verfügung stehende Weg zum Eintrittsobjekt verglichen. Ist in diesem Zustand nicht ausreichend Nachlaufweg vorhanden, muss die Geschwindigkeit angepasst werden. Dies erfolgt über Invertierung der Bremsfunktionen. Zur Lösung des inversen Problems, kann entweder ein Verfahren für allgemeine kubische Polynome [15] oder eine Eigenwertzerlegung verwendet werden. Experimente haben gezeigt, dass der allgemeine Ansatz in bestimmten Situationen instabil werden kann. Daher wird die Eigenwertzerlegung  $\mathbf{A} = \mathbf{Q}\mathbf{\Lambda}\mathbf{Q}^{-1}$  mit

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} -\frac{b}{a} & -\frac{c}{a} & \frac{d_{tar}}{a} \\ 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \quad (6)$$

verwendet, wobei  $a$ ,  $b$  und  $c$  die Koeffizienten des kubischen Polynoms  $a(POV)^3 + b(POV)^2 + c(POV)$  sind und die Eigenwertzerlegung das charakteristische Polynom

$$a(POV)^3 + b(POV)^2 + c(POV) - d_{tar} = 0 \quad (7)$$

mit  $POV = v_{rob}/v_{rob,max}$  löst.

Nachdem die Zielgeschwindigkeit  $v_{rob}$  bestimmt ist, wird der Weg berechnet, der während des Abbremsens auf die Zielgeschwindigkeit zurückgelegt wird. Dies erfolgt über eine lineare Beschleunigungsrampe mit einem vordefinierten Beschleunigungswert (in [%/sec]; s. Gl. 9). Entsteht mit dem kumulierten Weg erneut eine Kollision, wird in einem iterativen Vorgehen die Zielgeschwindigkeit unter Berücksichtigung des Beschleunigungsverhaltens verringert. Der zurückgelegte Weg während des Abbremsens oder Beschleunigens  $d_{ac}$  berechnet sich zu

$$\begin{aligned} d_{ac} &= t_{dec} v_{hum} \Delta POV + \int_{x=POV_{tar}}^{POV} t_{dec} v_{rob}(x) dx \\ &= t_{dec} v_{hum} \Delta POV + \frac{v_{rob,max}}{2a_{ac}} (\Delta POV)^3, \end{aligned} \quad (8)$$

mit

$$\begin{aligned} v_{rob}(POV) &= POV v_{rob,max}, \\ t_{dec} &:= t_{dec}(\Delta POV) = \frac{\Delta POV}{a_{ac}}, \end{aligned} \quad (9)$$

wobei  $a_{ac}$  die Beschleunigungsrampe über der relativen Geschwindigkeitsdifferenz  $\Delta POV = POV - POV_{tar} \geq 0$  und  $POV_{tar}$  die relative Zielgeschwindigkeit ist. Die gesamte Sicherheitsmethode ist in Algorithmus 1 beschrieben.

## 5 Validierung

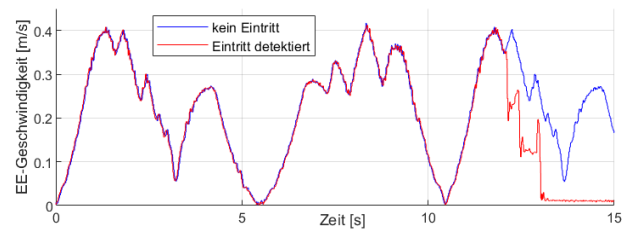
Zur Validierung wird das Sicherheitssystem in den in Absatz 2 beschriebenen Aufbau integriert. Die Kamera zeigt nach vorne und ist leicht nach unten abgewinkelt, um die maximale Abdeckung über dem EE zu realisieren. Über das ROS-Paket *move\_it* wird eine Trajektorie implementiert, die eine stechende horizontale Bewegung von minimaler zu maximaler Ausstreckung beschreibt. Der Roboter verfährt ohne Zuladung und ohne montiertes Werkzeug bei maximaler Geschwindigkeit. Bei den Tests betritt ein

### Algorithm 1 Sicherheitsalgorithmus

```

1: procedure COMPUTESAFEVELOCITY
2:    $d_{tar} \leftarrow$  closest point to EE OR plane
3:    $d_{STOP1} \leftarrow$  lookupStop1Distance( $v_{rob}, q, m$ )
4:   check1
5:    $d_{delta} \leftarrow d_{tar} - d_{min} - d_{tot}$ 
6:   if  $d_{delta} > d_{STOP1}$  then
7:     No adjustment
8:   check2
9:    $v_{tar} \leftarrow$  lookupSafeVelocity( $d_{delta}$ )
10:   $d_{ac} \leftarrow$  computeDecelerationDistance( $v_{rob}, v_{tar}$ )
11:  if  $d_{delta} > d_{ac}$  then
12:    Emergency brake (STOP0)
13:  iteration
14:     $d_{delta2} \leftarrow d_{delta} - d_{ac}$ 
15:     $v_{tar} \leftarrow$  lookupSafeVelocity( $d_{delta2}$ )
16:     $d_{ac} \leftarrow$  computeDecelerationDistance( $v_{rob}, v_{tar}$ )
17:    if  $d_{delta} - d_{ac} > 1 \times 10^{-6}$  then
18:      goto iteration
19:    else
20:      send  $v_{tar}$  to robot control

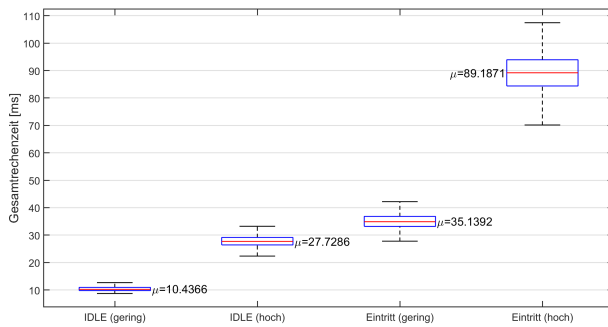
```



**Abbildung 6** EE-Geschwindigkeitsprofil des UR10e ohne Detektion (blau) und bei frontalem Eintritt eines Menschen in den überwachten Raum (rot) bei stechender Bewegung

Mensch mit variabler Geschwindigkeit und unterschiedlichen Eintrittswinkeln und -positionen den Arbeitsraum. In keinem der Tests konnte das System zu einem Fehler gezwungen werden. Selbst bei dem schlechtesten Fall (Eintritt von der Rückseite des Roboters), hält der Roboter bei Eintreten des Menschen in den durch die Kamera abgedeckten Bereich an oder reduziert seine Geschwindigkeit rechtzeitig, sodass ein Kontakt verhindert wird. Ein beispielhafter Geschwindigkeitsverlauf mit und ohne Eintritt ist in Abb. 6 dargestellt.

Neben der Funktionalität ist insbesondere die Rechenzeit von hohem Interesse. Je höher die Rechenzeit, desto höher die Totzeit und niedriger die erlaubte Geschwindigkeit in Anwesenheit eines Menschen. Für die Validierung werden zwei Fälle nach Störungsniveau unterschieden. Bei wenigen Störungen wird das System im Regelbetrieb betrieben. Für hohe Störungen werden gezielt Defekte in das Hintergrundmodell eingebaut, die im Betrieb etwa 36.000 Störpunkte in die Detektionen induzieren. Somit ist die Punktwolke für die nächste Nachbarnberechnung in zweitem Fall wesentlich größer. Die Tests für die Rechenzeit erfolgen mit einem statischen Ziel im Arbeitsraum. Die Ergebnisse sind in Abb. 7 dargestellt. Bei reiner Überwachung oh-



**Abbildung 7** Zykluszeiten des Sicherheitsalgorithmus mit und ohne (IDLE) Eintritt in den abgesicherten Bereich bei niedrigem und hohem Störungs niveau; Durchschnittswerte annotiert

ne Eintritt eines dynamischen Objektes, erreicht das Sicherheitssystem im Mittel eine Zykluszeit von 10,44 ms (27,73 ms bei hohem Störungs niveau). Bei Eintritt in den abgesicherten Bereich benötigt das System durchschnittlich 35,14 ms (89,19 ms) bis die Geschwindigkeit am Roboter eingestellt wird. Bei diesen Werten handelt es sich um die reine Rechenzeit des Systems. Bei niedrigem Störungs niveau ist das System in harter Echtzeit (jeder Frame kann ausgewertet werden) verfügbar. Im Betrieb muss die Totzeit der Hardware (hier maximal 55,13 ms) für die reale Verzögerung beachtet werden. Diese wird in der Sicherheitsberechnung berücksichtigt (vgl. Absatz 4.1).

## 6 Zusammenfassung und Ausblick

Dieser Beitrag beschreibt den Aufbau und die Methodik eines Sicherheitssystems für serielle Roboter mit einer mitbewegten 3D-Kamera. Die Methodik besteht aus der Erstellung eines Hintergrundmodells über einen Octree und der anschließenden Filterung der Eingangspunktwolke nach eintretenden Objekten. Anschließend wird auf Basis des Abstands der Detektion zum Roboter und weiterer Kennzahlen die optimale Interaktionsgeschwindigkeit konservativ abgeschätzt und entsprechend am Roboter eingestellt. Die Methodik umfasst diverse Totzeiten und kompensiert Störungen im Eingangssignal über entsprechende Filterung. Zuletzt wird das Gesamtsystem anhand der Funktionalität und Rechenzeit validiert.

Die beschriebene Methodik ist konservativer als nötig. Das liegt daran, dass nur das Basisgelenk für die Berechnung betrachtet wird. Wenn alle Gelenkbewegungen herangezogen werden, muss nicht weiter angenommen werden, dass der Roboter immer auf den Menschen zufährt. Dadurch ließe sich eine Kollisionsvermeidung (*Collision Avoidance*) implementieren, die bei gleichbleibender Geschwindigkeit alternative Trajektorienpunkte anfährt. Des Weiteren ist ROS für ein sicherheitskritisches System in der Anwendung nicht geeignet, da softwareseitig nicht sichergestellt ist, dass Schnittstellenkommunikation durchgeführt wird und Nachrichten gesendet oder empfangen werden. Optionen wären hier die Implementierung des Sicherheitssystems auf einem Industrie-PC oder in ROS2, das zukünftig die Kommunikation und Echtzeitfähigkeit garantieren soll.

## 7 Literatur

- [1] Bdiwi, M.; Pfeifer, M.; Sterzing, A.: *A new strategy for ensuring human safety during various levels of interaction with industrial robots*. In: CIRP Annals - Manufacturing Technology (2017), 66, 1, S. 453-456.
- [2] Michalos, G.; Makris, S.; Tsarouchi, P.; Guasch, T.; Kontovrakis, D.; Chrysosolouris, G.: *Design Considerations for Safe Human-robot Collaborative Workplaces*. In: Procedia CIRP (2015), 37, 1, S. 248-253.
- [3] Leso, M.; Zilkova, J.; Vacek, M.: *Robotic manipulator with optical safety system*. In: EDPE (2015), Tatranska Lomnica, SVK, S. 389-393.
- [4] Vogel, C.; Walter, C.; Elkmann, N.: *Exploring the possibilities of supporting robot-assisted work places using a projection-based sensor system*. In: ROSE (2012), Magdeburg, S. 67-72.
- [5] Kuhn, S.; Gecks, T.; Henrich, D.: *Velocity control for safe robot guidance based on fused vision and force/torque data*. In: MFI (2006), Heidelberg, S. 485-492.
- [6] Fabrizio, F.; de Luca, A.: *Real-Time Computation of Distance to Dynamic Obstacles With Multiple Depth Sensors*. In: Robotic and Automation Letters (2017), 2, 1, S. 56-63.
- [7] Saveriano, M.; Lee, D.: *Distance based dynamical system modulation for reactive avoidance of moving obstacles*. In: ICRA (2014), Hongkong, CHN, S. 5618-5623.
- [8] Song, K.-T.; Huang, J.-H.: *Fast optical flow estimation and its application to real-time obstacle avoidance*. In: ICRA (2001), Seoul, KOR, S. 2891-2896.
- [9] Copot, C.: *Safety control in robotic manipulator visual servoing system*. In: INES (2019), Gödöllő, HUN, S. 241-246.
- [10] DIN EN ISO 13855:2010: *Sicherheit von Maschinen – Anordnung von Schutzeinrichtungen im Hinblick auf Annäherungsgeschwindigkeiten von Körperteilen*. 2010.
- [11] DIN EN ISO 10218-2:2012-06: *Robotik - Sicherheitsanforderungen für Robotersysteme in industrieller Umgebung - Teil 2: Robotersysteme, Roboteranwendungen und Integration von Roboterzellen*. 2012.
- [12] DIN ISO/TS 15066:2016: *Roboter und Robotikgeräte – Kollaborierende Roboter*. 2016.
- [13] Mandischer, N.; Huhn, T.; Hüsing, M.; Corves, B.: *Efficient and Consumer-Centered Item Detection and Classification with a Multicamera Network at High Ranges*. In: Sensors (2021), 21, 14.
- [14] Universal Robots A/S: *Universal Robots e-Series Handbuch - UR10e*. Universal Robots A/S, Version 5.9, 02.02.2021.
- [15] Nickalls, R. W. D.: *A new approach to solving the cubic: Cardan's solution revealed*. In: The Mathematical Gazette (1993), 77, S. 354-359.

# Simulation von Integrierten Aktoren für Elektrostatische Self-Assembly

## Simulation of Integrated Actuators for Electrostatic Self-Assembly

Dipl.-Ing Martin Stucki; Prof. Dr.-Ing. Annika Raatz, Leibniz Universität Hannover, Institut für Montagetechnik, 30823 Garbsen, Deutschland, stucki@match.uni-hannover.de

### Kurzfassung

Die Montage ist ein Kostentreiber in der Produktion, insbesondere wenn die Anforderungen an die Präzision steigen. Ein Ansatz für die kostengünstige Feinpositionierung von planaren Bauteilen ist die elektrostatische Self-Assembly, bei dem Aktoren in die Bauteile integriert werden. In diesem Artikel werden die Grundlagen des Designs solcher Systeme thematisiert, da diese ausschlaggebend für die resultierenden Positionierkräfte sind. Zum Feststellen der Zusammenhänge werden Simulationen für einzelne Elektrodenpaare durchgeführt, wobei die Geometrien Kreis, Quadrat, Rechteck, Sechseck und Dreieck miteinander verglichen werden. Die Auswertung erfolgt mit der simulierten Maximalkraft und der Kraftverteilung innerhalb der xy-Ebene. In Hinblick auf die Prozessgrößen Präzision und maximalen Wirkbereich werden die Ergebnisse interpretiert und Rückschlüsse auf die sinnvolle Gestaltung von Self-Assembly Systemen gezogen. Abschließend erfolgt ein Ausblick auf weitere Forschungen zu elektrostatischen Self-Assembly Systemen.

### Abstract

Assembly is a high-cost process in production, especially when the precision requirements are high. One approach for cost-effective fine positioning of planar components is electrostatic self-assembly. Therefore, actuators are integrated into the components. This paper deals with the fundamental design principles of such systems, because they are significantly influencing the alignment force. This paper presents simulations of individual electrode pairs, comparing the geometries circle, square, rectangle, hexagon and triangle. The evaluation shows the results of the simulated maximum force and the force distribution within the xy-plane. Aiming for high precision and a wide range of force distribution, conclusions are made about the appropriate design of self-assembly systems. In conclusion, there is an outlook on additional research into electrostatic self-assembly systems.

## 1 Einleitung

In der Präzisionsmontage steigen die Kosten rapide an, wenn eine hohe Montagegenauigkeit gefordert wird ( $<15\mu\text{m}$ ). Dabei kommen spezialisierte Roboter mit hoher Wiederholgenauigkeit zum Einsatz, jedoch sind diese Anlagen kostenintensiv und in Relation zu anderen Fertigungssystemen sehr langsam. Eine Möglichkeit der präzisen Positionierung ist die Integration von Mikroaktoren in die Baugruppen, welche in einem geringen Wirkungsbereich hohe Genauigkeiten erreichen. Dafür ist zunächst eine Vorpositionierung notwendig, für die standardisierten Robotertechnik eingesetzt werden kann, sofern die Positioniergenauigkeit im Wirkbereich der integrierten Aktoren liegt. Dabei wird zwischen leitfähigen Strukturen auf Substrat und Bauteil ein elektrisches Feld aufgebaut. Dabei treten Anziehungskräfte auf, die eine Relativbewegung hervorrufen. Die Funktionsweise wird in Kapitel 2 eingehender erläutert. Das Konzept wurde in den 1990er Jahren erstmals für Mikrobauteile (MEMS) vorgestellt und unter dem Stichwort „elektrostatische Self-Assembly“ veröffentlicht. Zwischen 2005 und 2015 wurde es durch eine Forschergruppe des IMTEK der Universität Freiburg erforscht [1]. Das am IMTEK verfolgte Konzept war für die separate

Ausrichtung kleiner Bauteile ( $< 5\text{ mm}$ ) ausgelegt [2]. Am Institut für Montagetechnik wurden die elektrostatische Self-Assembly für einen batchfähigen Prozess adaptiert. Dabei wurden Glasbauteile mit einer Größe von 125 mm im Submikrometerbereich positioniert [3-4].

Zahlreiche Prozessparameter, wie die angelegte Spannung, beeinflussen die erreichbare Genauigkeit und das Systemverhalten. Ebenso ausschlaggebend ist das Design der leitfähigen Strukturen – das Strukturdesign. Es hat viele Freiheiten, die im Kapitel 2.2. genauer beschrieben werden. Unter anderem umfasst es die geometrische Gestaltung der zum Aufbau des elektrischen Feldes genutzten Flächen (Elektrodenpads). Für eine Vielzahl dieser Freiheiten sind die Einflüsse auf das Gesamtsystem noch unzureichend erforscht, deswegen soll in diesem Beitrag erläutert werden, welchen Einfluss die Geometrie dieser Flächen auf die auftretenden Kräfte in einem Self-Assembly System hat. Auf Basis der Ergebnisse kann eine Interpretation in Hinblick auf ein zielgerichtetes Strukturdesign stattfinden. Dafür werden für mehrere Geometrien von Elektrodenpads Simulationen mit der Software ANSYS Electronics Desktop (2020b) durchgeführt. Die wichtigsten Ergebnisse der Simulation sind im Kapitel 3 aufgeführt. Die Ergebnisse sollten als Basis für die Auslegung von elektrostatischen Self-Assembly System dienen.



## 2 Elektrostatische Self-Assembly

Bei der Technik werden zwei planare Bauteile durch elektrostatische Anziehung präzise zueinander ausgerichtet, wobei nur eine Komponente (das Substrat) aktiv mit einer Spannung versorgt wird. Auf dem Substrat und dem Bauteil werden elektrisch leitfähige Strukturen aufgebracht, beispielsweise durch Lithographieprozesse. Diese Strukturen bestehen aus Leiterbahnen und aktiven Flächen, welche im Folgenden Elektrodenpads genannt werden. Zwischen dem Substrat und Bauteil wird ein flüssiges Medium aufgetragen, welches als Isolator und Dielektrikum dient [1]. Zwei gegenüberliegende Elektrodenpads bilden ein Elektrodenpaar, wie es in Bild 1 skizziert ist. Durch eine am Substrat angelegte Spannung laden sich die Elektrodenpads am Substrat mit unterschiedlicher Polarität auf. Aufgrund der Coulombkraft kommt es auch im Bauteil zu einer Ladungsverschiebung mit umgekehrter Polarität. Die gegensätzlich geladenen Elektrodenpads bilden einen Plattenkondensator und ziehen sich durch die elektrostatische Kraft gegenseitig an. Diese Kraft wirkt in transversaler (z) und lateraler Richtung (x-y). Die Ausrichtungskraft  $F_{al}$  ist das Ergebnis der Querkräfte, die zu einer Bewegung in der x-y-Ebene führt. Die Strukturen auf den Komponenten erzeugen bei Spannung die Ausrichtekraft und dienen somit als elektrostatische Mikroaktoren, die in die Bauteile integriert sind. Damit sind keine zusätzlichen externen Handhabungsgeräte für die Positionierung mehr notwendig. Aus dieser Eigenschaft leitet sich der Begriff Self-Assembly ab.

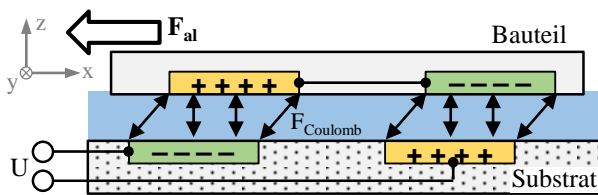


Bild 1 Konzept elektrostatischer Self-Assembly

### 2.1 Einflussgrößen

Die Self-Assembly Technik wird zur Ausrichtung von Bauteilen verwendet. Daraus leiten sich zwei wichtige Kriterien zur Prozessbeurteilung ab; die Geschwindigkeit und die Positioniergenauigkeit. Diese Größen können durch einstellbare Prozessparameter beeinflusst werden. Die wichtigste Größe ist die angelegte Spannung  $U$ , denn sie steht in direktem Verhältnis mit der Ladungsmenge und somit auch mit den auftretenden Kräften zwischen einem Elektrodenpaar [5]. Jedoch ist die Höhe der Spannung limitiert, vor allem durch die Durchschlagfestigkeit des Trennmediums. DALIN und WILDE entdeckten, dass die Ausrichtung mit Wechselstrom besser funktioniert als mit Gleichstrom und vermuteten, dass dies auf Hafteffekte zwischen den Komponenten zurückzuführen ist [6]. Daraus ergibt sich, dass auch die Modulation der Spannung Einfluss auf den Prozess hat, was in einigen Untersuchungen bereits nachgewiesen wurde [4]. Weitere Parameter sind die Viskosität und Dielektrizität des Trennmediums sowie

die elektrische Leitfähigkeit der Strukturen [7]. Diese lassen sich nur bedingt beeinflussen, weil die Anzahl der verfügbaren Materialien begrenzt ist.

Das Design der Self-Assembly Strukturen hat ebenfalls einen großen Einfluss auf die im System wirkenden Kräfte. Dieses bietet eine hohe Gestaltungsfreiheit und ist vor allem durch die Ebene begrenzt. Die Freiheiten bestehen unter anderem in der geometrischen Ausgestaltung der Elektrodenpads. Die Geometrie der Pads bestimmt, wie die Ausrichtekraft bei einer Veränderung der Bauteilposition wirkt. Dabei ergeben sich zwei Zielgrößen für die Ausrichtekraft: Zum einen soll eine möglichst hohe Maximalkraft erreicht werden, damit Reibungen im System überwunden werden können und der Prozess schnell und stabil abläuft. Zum anderen soll der Kraft-Wirkbereich eines Elektrodenpads möglichst groß sein, um die Anforderungen an die Vorpositionierung zu reduzieren, was günstigere Prozesse ermöglicht. Die Zusammenhänge, wie sich die Kraft im Wirkbereich eines Elektrodenpads verändert, sind bisher noch nicht ausreichend erforscht und deswegen Gegenstand dieses Artikels.

### 2.2 Strukturdesign

Das Strukturdesign ist der erste und wichtigste Schritt bei der Gestaltung eines elektrostatischen Self-Assembly Prozesses. Dieser lässt sich in drei Schritte unterteilen: Der Auslegung der geometrischen Gestaltung der Elektrodenpads, der Anordnung der Pads und der Verschaltung [3]. Bild 2 veranschaulicht die unterschiedlichen Freiheiten in dieser Designphase.

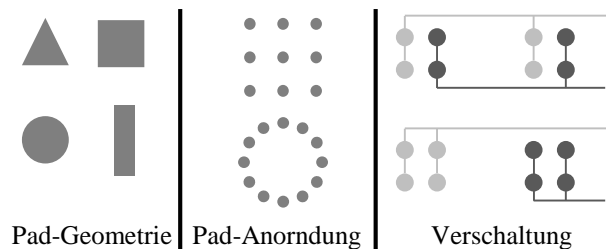


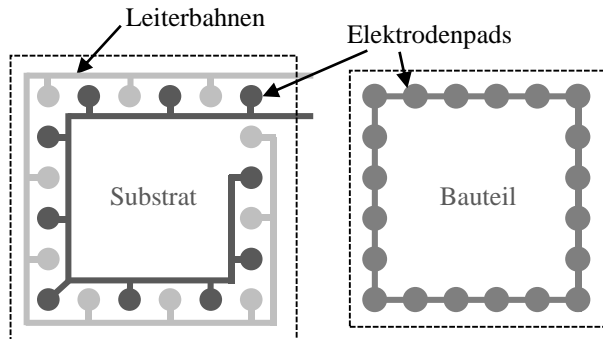
Bild 2 Schritte des Strukturdesigns

Es ist möglich, die Strukturen entweder für Einzelelemente auszulegen, beispielsweise für bereits vereinzelte Computerchips. Alternativ können komplette Substrate (Wafer) aus der Mikroproduktion zuerst ausgerichtet, fixiert und dann vereinzelt werden. Dies eignet sich unter anderem für Systeme, die aus optischen und elektrischen Baugruppen bestehen, welche auf Wafern oder Glas gefertigt werden. Die Funktionalität der elektrostatischen Self-Assembly für Glassubstrate mit  $>120$  mm Kantenlänge wurde bereits nachgewiesen [3].

Bei Strukturdesign muss die Vereinbarkeit des Self-Assembly Prozesses mit der Montage im Vordergrund stehen. Das heißt, dass auf Substrat und Bauteil die Self-Assembly Strukturen um die eigentlichen Komponenten herum angeordnet werden müssen und Leiterbahnen die Funktion nicht beeinflussen. Bei der Ausrichtung von Wafern bietet sich dafür eine Positionierung der Strukturen am Rand des



Wafers an, sodass die Fläche für Mikrochips oder andere Komponenten genutzt werden kann. Bild 3 zeigt eine ringförmig angeordnete Self-Assembly Struktur mit kreisförmigen Elektrodenpads, die alternierend geschaltet sind. Durch die Anordnung der Pads bleibt mittig eine freie Fläche für die auszurichtende Komponente frei, die in diesem Beispiel idealerweise quadratisch ist.



**Bild 3** Exemplarisches Strukturdesign

### 3 Simulation von Elektrodenpads in ANSYS

Wie in Kapitel 2.1 erläutert, wirkt sich die Geometrie der Elektrodenpads auf die Ausrichtekraft aus. Um die Zusammenhänge zu verstehen, werden in diesem Beitrag fünf unterschiedliche Pad-Geometrien simuliert: Quadrat, Rechteck, Kreis, Sechseck (gleichseitig) und Dreieck (gleichseitig). Um die Vergleichbarkeit untereinander herzustellen, wurden die Maße so gewählt, dass die aktive Fläche konstant  $1 \text{ mm}^2$  beträgt. Die geometrischen Maße sind in Tabelle 1 aufgeführt. Für die Simulation wurden die Elektrodenpads mit ANSYS Electronics Desktop (2020b) modelliert. Übliche Strukturdaten in der Lithographie betragen  $100 \text{ nm}$ , können also als ideal flach angenommen werden. Beim Versuch diese Geometrie in der Simulationsumgebung umzusetzen, kam es vermehrt zu Rechenfehlern, was auf den Meshing-Algorithmus zurückzuführen ist, der in diesen geringen Dimensionen unzureichende Netze generiert. Aufgrund dessen wurde die Dicke der Elektrodenpads in der Simulation auf  $0,1 \text{ mm}$  festgelegt.

**Tabelle 1** Maße und Fläche der Pad-Geometrie

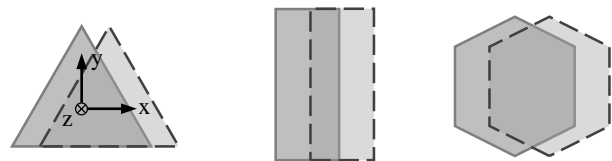
Geometrie	Maße	Fläche
Quadrat	$a = 1 \text{ mm}$	$1 \text{ mm}^2$
Rechteck	$a = 1,5625 \text{ mm}; b = 0,64 \text{ mm}$	$1 \text{ mm}^2$
Kreis	$r = \sqrt{\frac{1}{\pi}} \text{ mm}$	$1 \text{ mm}^2$
Sechseck	$S1 \dots S6 = \sqrt{\frac{2}{3\sqrt{3}}} \text{ mm}$	$1 \text{ mm}^2$
Dreieck	$S1 \dots S3 = \sqrt{\frac{4}{\sqrt{3}}} \text{ mm}$	$1 \text{ mm}^2$

In der Simulation werden zwei der Elektrodenpads mit einem transversalen Abstand ( $z$ ) von  $80 \text{ }\mu\text{m}$  platziert. Dieser Wert basiert auf Messungen von zuvor veröffentlichten Messungen am realen Self-Assembly System [3]. Das Material der leitenden Strukturen ist Chrom; als Medium zwischen

den Elektroden wird Luft angenommen. Da die errechnete Kraft mit der Dielektrizität linear skaliert, ist eine vergleichende Auswertung davon unabhängig. Die beiden Elektrodenpads werden mit einer Spannungsdifferenz von  $300 \text{ V}$  belegt. In der Simulation wird eines der Elektrodenpads in einem Raster von  $50 \text{ }\mu\text{m}$  innerhalb der  $xy$ -Ebenen verschoben. Für jeden Punkt wird dabei die Kraft simuliert, die auf das Zentrum des Elektrodenpads wirkt. Daraus ergibt sich ein Kraftvektorfeld für jede der Pad-Geometrien. Zur besseren Vergleichbarkeit, und weil die absolut ermittelten Kräfte von dem Medium abhängen, werden hier die Ergebnisse normiert dargestellt. Die Normierungsbasis ist  $6,48 \text{ }\mu\text{N}$  und ergibt sich aus der maximal errechneten Kraft, die bei der Verschiebung entlang einer Achse für das Quadrat erreicht wird ( $\Delta x = 800 \text{ }\mu\text{m}$ ). Das Quadrat wird als Referenz gewählt, da die Flächenberechnung am einfachsten nachzuvollziehen und die Geometrie zu beiden Achsen symmetrisch ist.

#### 3.1 Bewegung auf einer Linearachse

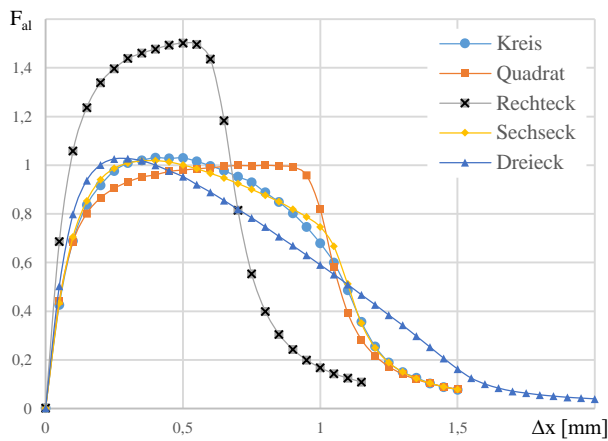
Zunächst wird die Bewegung entlang der beiden Hauptachsen  $x$  und  $y$  betrachtet. Das Quadrat und Kreis sind entlang dieser Achsen symmetrisch. Die Lage der Geometrie Dreieck, Sechseck und Rechteck zum verwendeten Koordinatensystem sind in Bild 4 dargestellt.



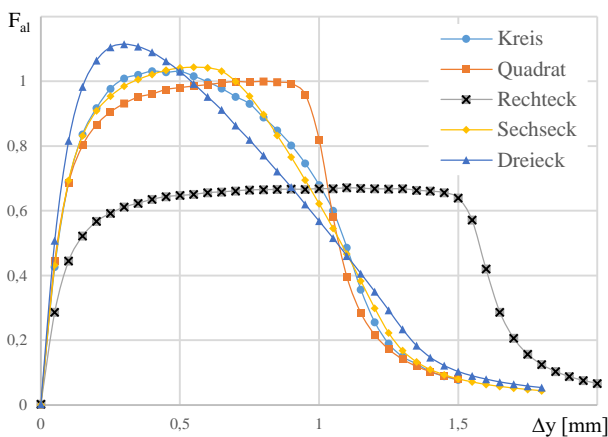
**Bild 4** Lage der Geometrien zum Koordinatensystem

Die Kraftverläufe haben bei allen Geometrien zwei gemeinsame Merkmale. Bei einer vollständigen Überdeckung (Position  $[0 | 0]$ ) besteht keine Kraft in der  $xy$ -Ebene. Die Simulation gibt hier einen errechneten Wert im Bereich der Rundungsfehler  $10^{-3} \text{ }\mu\text{N}$  aus. Mit einer Verschiebung entlang steigt die Ausrichtekraft  $F_{\text{al}}$  an und erreicht ein Maximum. Bei einer weiteren Verschiebung verringert sich die Kraft wieder und nähert sich asymptotisch dem Nullwert an. Die Verläufe unterscheiden sich stark zwischen den Strukturen. Bild 5 und Bild 6 zeigen Diagramme der simulierten Kräfte bei einer Bewegung entlang der Achsen. Aufgrund der beidseitigen Symmetrie sind die Kraftverläufe für Kreis und Quadrat entlang der  $x$ - und  $y$ -Achse identisch.

Unterschiede zwischen den Geometrien bestehen zum einem in der Steigung der Kraftverläufe, zum anderen in der gleichmäßigen Kraftverteilung über die Bewegung und in der Maximal erreichten Kraft. Mit Ausnahme des Rechtecks weisen alle Geometrien eine ähnliche Maximalkraft auf und variieren im Bereich  $+3\%$  ( $x$ -Achse) und  $+13\%$  ( $y$ -Achse). Der Hauptunterschied besteht in der Verteilung der Kraft, also in der Positionsabweichung  $\Delta P$ , an welcher diese Maximalkraft erreicht wird.



**Bild 5** Abstand-Kraft-Diagramm x-Richtung



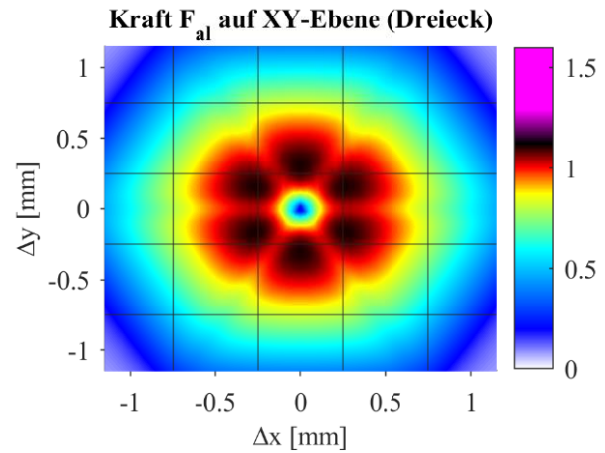
**Bild 6** Abstand-Kraft-Diagramm y-Richtung

Größere Abweichungen zeigen sich beim Rechteck gegenüber den anderen Strukturen. Bei der Bewegung in x-Richtung erreicht die rechteckige Struktur eine mit dem Faktor 1,5 höhere Kräfte als die Referenzgeometrie (Quadrat). Das Kraftmaximum beim Quadrat liegt bei  $\Delta x = 0,8$  mm vor, beim Rechteck bei  $\Delta x = 0,5$  mm. Betrachtet man die Flächenüberschneidung der beiden Strukturen an diesen Punkten, lässt sich eine Korrelation feststellen. Die Änderung der Fläche beträgt Geometriehöhe multipliziert mit  $\Delta x$ . Entsprechend ergibt sich bei den Geometrien das Maximum bei einer Überschneidung von 20% (Quadrat) und 22% (Rechteck).

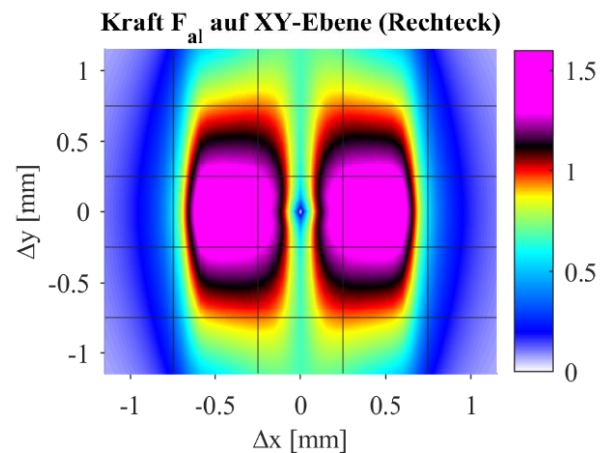
### 3.2 Kraftfelder der asymmetrischen Geometrien

Für das Dreieck, Rechteck und Sechseck sind auf den Bildern 7 bis 9 die simulierten Kräfte über die XY-Ebene aufgetragen. Das Dreieck zeigt eine sechseckige Kraftverteilung in der Ebene, entsprechend der Symmetrieachsen. Entlang der winkelteilenden Achsen werden im Bereich 0,2 – 0,3 mm höhere Kräfte erreicht, als entlang anderen Achsen. Im Vergleich zum Sechseck ist die Kraftverteilung zentrierter, das heißt, dass bei geringer Positionsänderung größere Kräfte auftreten. Das Sechseck hingegen hat dafür eine konstantere Kraftverteilung im gesamten Wirkbereich. Dabei zeigt sich auch beim Sechseck die asymmetrische Struktur, vornehmlich jedoch im Nahfeld.

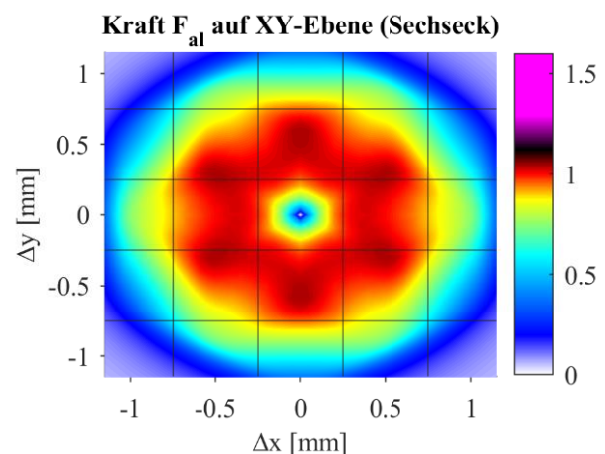
Das Rechteck hat eine stark inhomogene Kraftverteilung. Entlang der x-Achse werden deutlich höhere Kräfte erreicht, als entlang der y-Achse, was die Daten aus den Bildern 5 und 6 ebenso widerspiegeln.



**Bild 7** Kraftverteilung Dreieck



**Bild 8** Kraftverteilung Rechteck



**Bild 9** Kraftverteilung Sechseck

## 4 Interpretation für die Auslegung von Self-Assembly Strukturen

Die Kurvenverläufe zeigen, dass die Kraft davon abhängt, in welchem Maße eine Flächenänderung bei der Bewegung stattfindet. Eindeutig wird dies durch die richtungsabhängigen Kraftverläufe von Rechteck und Dreieck. Das Rechteck weist in der Bewegung über die x-Achse eine 1,56-fache Flächenänderung auf, als das Quadrat, was ebenfalls dem Faktor der Maximalkraft entspricht (Faktor 1,5). In y-Richtung beträgt der Faktor 0,64 und korreliert ebenfalls mit der Maximalkraft für das Rechteck (Faktor 0,67). An dieser Stelle ist also eine Vergleichbarkeit für die beiden Rechtecke gegeben und die Katenlänge ist der ausschlaggebende Faktor, über welche die Bewegung stattfindet.

Um Rückschlüsse aus den Ergebnissen für die Auslegung von Self-Assembly Strukturen zu ziehen, werden die Zielgrößen aus Kapitel 2.1 als Evaluationsbasis genommen. Für eine präzise Ausrichtung im Mikrometerbereich ist es relevant, dass möglichst hohe Kräfte auch im Bereich der Soll-Position erreicht werden (also bei kleinen Auslenkungen). Dem entgegen steht die Zielgröße, möglichst große Bewegungen auszuführen. Dafür ist ein möglichst gleichmäßiges und vor allem weit gefasster Wirkbereich notwendig.

Die Simulationen belegen, dass über die Geometrie der Elektrodenpads auf die Kraftverteilung Einfluss genommen werden kann. Jedoch sind die Zielgrößen Maximalkraft und Wirkbereich nur gegenläufig erreichbar, wenn die aktive Fläche konstant gehalten wird. Die im elektrischen Feld gespeicherte Energie ist bei allen Geometrien gleich groß, weil die angelegte Spannung und Elektrodenoberfläche identisch ist. Sie entspricht dabei der Arbeit, die aufgewendet wird, um die Ladungen voneinander zu trennen. In Bild 5 und 6 ist diese Arbeit als Fläche unter den Graphen zu interpretieren. Die Wahl der Geometrie kann also nicht die Gesamtenergie beeinflussen, sondern nur das Verhältnis von Kraft zur Positionsabweichung, repräsentiert in der Steigung der Kraft-Weg-Kurve. Somit ist es möglich der Bewegung in der Ebene eine Vorzugsrichtung zu geben.

## 5 Zusammenfassung und Ausblick

In diesem Artikel wurden Simulation von Elektrodenpads für integrierte Aktoren bei der elektrostatischen Self-Assembly durchgeführt und die Ergebnisse vorgestellt. Die Vergleichbarkeit wurde dabei durch die Wahl einer einheitlichen Spannung und Oberfläche gewährleistet (vergleiche Tabelle 1). Die höchsten Kräfte erreichte in der Simulation eine rechteckige Geometrie, die über ihre längere Seite bewegt wird. Gleichzeitig erreicht diese Geometrie deutlich geringere Kräfte, bei der Bewegung über ihre kurze Seite. Die Simulationen der anderen Geometrien (Dreieck, Sechseck, Kreis und Quadrat) zeigen, dass die Maximalkraft von der Flächenänderung abhängt, die bei einer Bewegung stattfindet. Somit sind auch die Kraftverläufe innerhalb der xy-Ebene inhomogen, wobei die Zielgrößen Maximalkraft und Wirkbereich gegenläufig sind.

Durch die Wahl der Geometrie der Elektrodenpads kann beim Strukturdesign Einfluss auf die Vorzugsrichtung des Systems genommen werden. Um diesen Sachverhalt genauer zu untersuchen, werden in kommenden Forschungen Simulationen von mehreren Elektrodenpads vorgenommen. Dabei ergeben sich größere Freiheiten in der Gestaltung von elektrostatischen Self-Assembly Systemen, wie der Abstand der Elektroden zueinander sowie die Verschaltung untereinander. In den Simulationen soll nicht nur eine Vorzugsrichtung berechnet werden, sondern es wird auch die Beeinflussung der Kraftfelder von zwei aneinandergrenzenden Elektroden berücksichtigt. Durch die Interpretation der Ergebnisse lassen sich Rückschlüsse vom Design auf die Kraftwirkung ziehen und somit in künftigen Entwicklungsschritten elektrostatische Self-Assembly Systeme effizienter gestalten.

## 6 Literatur und Danksagung

Diese Forschung wurde gefördert durch die Deutsche Forschungsgemeinschaft (DFG) im Rahmen der Exzellenzstrategie des Bundes und der Länder innerhalb des Exzellenzclusters PhoenixD (EXC 2122, Projekt-ID 390833453).

- [1] Tondorf, M., Wilde, J., 2015. *Elektrostatische und fluidische Self-Assembly-Prozesse für die präzise Montage von Mikrosystemen*: Schlussbericht zu dem IGF-Vorhaben. Technische Informationsbibliothek u. Universitätsbibliothek, Freiburg. doi:10.2314/GBV:832344648
- [2] Dalin, J.; Wilde, J.; Zulfiqar, A.; Lazarou, P.; Synodinos, A.; Aspragathos, N., 2010. *Electrostatic attraction and surface-tension-driven forces for accurate self-assembly of microparts*. In: *Microelectronic Engineering* 87-2.P 159-162.
- [3] Stucki, M; Schumann, C. Raatz, A; *Electrostatic Self-Assembly Technique for Parallel Precision Alignment of Optical Devices*. Proceedings of the 2nd Conference on Production Systems and Logistics (CPSL 2021), <https://doi.org/10.15488/11255>
- [4] Stucki, M; Schumann, C. Raatz, A; *Alignment Process for Glass Substrates Using Electrostatic Self-Assembly*. WGP Jahreskongress 2021 (2022), Springer International Publishing, [https://doi.org/10.1007/978-3-030-78424-9\\_50](https://doi.org/10.1007/978-3-030-78424-9_50)
- [5] Dalin, J.; Wilde, J.; Synodinos, A.; Lazarou, P.; Panagiotis, A.; Aspragathos, N. (2008): *Concept for Fluidic Self-Assembly of Micro-Parts Using Electrostatic Forces*. In: 4M Conference 2008, Cardiff UK.
- [6] Dalin, J., Wilde, J.: *Self-assembly of micro-parts using electrostatic forces and surface tension*. In: 59th Electronic Components and Technology Conference, (2009)
- [7] Tondorf, M.; Gan, Y.; Mouselimis, K.; Wilde, J. (2014): *Elektrostatisch-fluidische Selbstassemblierung für die hochgenaue Mikro-Montage von MEMS*. In: *Elektronische Baugruppen und Leiterplatten DVS Berichte*, S. 46-51.

# Modellierung und Regelung eines miniaturisierten Linearantriebs mit zweiphasiger Stromerregung

## Modeling and Control of Miniaturized Electric Linear Drive with Two-phase Current Excitation

Bela Schulte Westhoff, M.Sc. und Prof. Dr.-Ing. Jürgen Maas, Technische Universität Berlin, Fachgebiet Elektromechanische Konstruktionen, 10623 Berlin, Deutschland, bela.westhoff@emk.tu-berlin.de, juergen.maas@tu-berlin.de

### Kurzfassung

Dieser Beitrag gibt einen umfassenden Überblick über die Konzeptentwicklung, Modellierung, Realisierung und Regelung eines zweiphasigen miniaturisierten Lineardirektantriebs. Die mathematische Modellierung des Aktors wird sowohl für die mechanische als auch für die elektrische Domäne analytisch hergeleitet und betrachtet. Basierend auf dem analytischen Modell wird die Implementierung einer erweiterten Zustandsregelung präsentiert, in der die Läuferposition durch einen integrierten Hallsensor bestimmt wird. Hierbei ist die kraftproportionale Stromspeisung des Aktors durch einen integrierten Temperatursensor begrenzt. Abschließend wird das Regelverhalten des Aktors in Hinsicht auf Dynamik und stationäre Genauigkeit experimentell validiert und ausgewertet.

### Abstract

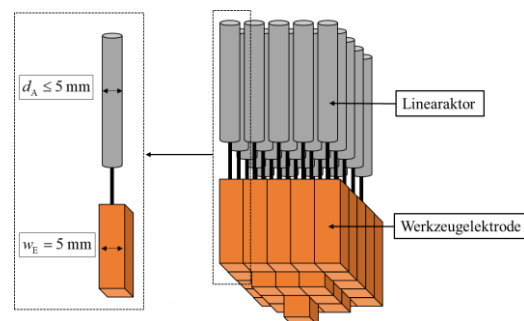
This paper gives a comprehensive overview of the concept development, modelling, realization and control of a two-phase miniaturized linear direct actuator. The mathematical modelling of the actuator is derived and considered analytically for both the mechanical and electrical domains. Based on the analytical model, the implementation of an extended state control is presented, in which the rotor position is determined by an integrated Hall sensor. Here, the force-proportional current supply of the actuator is limited by a built-in temperature sensor. Finally, the control behaviour of the actuator is experimentally validated and evaluated with respect to dynamics and steady-state accuracy.

## 1 Einleitung

Dieses Paper befasst sich mit der Konzeptentwicklung eines miniaturisierten Linearaktors mit einem Außendurchmesser von  $\leq 5$  mm. In ausgewählten Anwendungsfällen können die Maße eines Linearantriebs aufgrund begrenzender Bauraumvoraussetzungen beschränkt sein. Trotzdem muss der Antrieb in der Lage sein, eine hohe Kraftdichte über einen vorgegebenen Prozesshub zu gewährleisten. **Bild 1** zeigt ein Anwendungsbeispiel für den Einsatz eines miniaturisierten Linearantriebs, bei dem der Antrieb zur Optimierung und Automatisierung des Senkerodierprozesses eingesetzt wird [1]. Um die diskrete Geometrie der gebündelten Senkungselektroden dynamisch anzupassen, muss jeder der abgebildeten Aktoren die vertikale Positionierung eines Elektrodenstabes realisieren. In dieser Arbeit wird die Modellierung und Regelung eines miniaturisierten Linearantriebs anhand des Kraftbedarfs zur Positionierung einer Werkzeugelektrode mit einer Masse von  $m = 6$  g realisiert.

Wie in [2] zusammengefasst, stehen für die Konzeptentwicklung viele verschiedene Modelle von Linearantrieben zur Auswahl. Aufgrund der hohen Regelgüte, der einfachen Installationsprozesse und der geringen Wartung werden elektromagnetische Lineardirektantriebe häufig für die uniaxiale Positionierung von Objekten eingesetzt [3], [4]. Gegenüber rotatorischen Linearantrieben mit konstruktiven Umleitungen des rotatorischen Antriebs hat der Line-

ardirektantrieb zwei ausschlaggebende Vorteile: Die zu beschleunigende Trägheit wird durch den Verzicht einer Umleitung minimiert und es entsteht kein zusätzliches reibungsinduziertes Flankenspiel [5]. In [6] wurde ein linearer Direktantrieb mit einem Außendurchmesser von 7,9 mm entwickelt, der einen Hub von wenigen Millimetern erzeugt. In diesem Beitrag wird aufgezeigt, wie mit einer zweiphasigen Anordnung ein Aktorhub von 30 mm und eine Aktorkraft von bis zu 0,5 N trotz eines Außendurchmessers  $\leq 5$  mm realisiert werden kann.



**Bild 1** Gebündelte Werkzeugelektroden für den funkenerosiven Senkprozess.

In Abschnitt 2 wird die mathematische Modellierung und die Realisierung des entworfenen Aktors diskutiert. Die zweiphasige Aktorkraft wird analytisch hergeleitet und es wird dargelegt, inwiefern die Kraft linear in Abhängigkeit

der Läuferlänge gesteigert werden kann. Weiterhin werden die Spannungsgleichungen der beiden Phasen des miniaturisierten Aktors hergeleitet. Es wird nachgewiesen, dass die Spannungsgleichungen der zweiphasigen Spulen als unabhängige Differenzialgleichungen approximiert werden können. In Kapitel 3 wird die Implementierung einer Positionsregelung basierend auf dem hergeleiteten analytischen Modell dargestellt. Das Regelverhalten wird experimentell ausgewertet, und die Ergebnisse werden schließlich in der Schlussbetrachtung zusammengefasst.

## 2 Entwicklung und Modellierung des zweiphasigen Lineardirektantriebs

### 2.1 Anforderungen an den Aktor

Da die Breite der quadratischen Elektrodensegmente wie in **Bild 1** dargestellt 5 mm beträgt, muss der miniaturisierte Linearantrieb mit einem Außendurchmesser von < 5 mm konzipiert werden. Darüber hinaus wird ein statischer Prozesshub von 30 mm benötigt, um komplexe Tiefenprofile für adaptive Werkzeuggeometrien dynamisch einzustellen zu können. Anwendungsbezogen muss der Aktuator eine harmonische Schwingung mit einer Frequenz von 5 Hz und einer Amplitude 1 mm generieren. Die erforderliche Kraftamplitude zur Beschleunigung der Werkzeugelektrode mit der Masse  $m = 6 \text{ g}$  gegen die Gravitation  $g$  wird demnach approximiert durch

$$F_r = m(\omega^2 A_e + g) = 0.07 \text{ N}. \quad (1)$$

Energiedissipierende Effekte, wie Reibung zwischen den Elektroden oder in der Lagerung des Läufers, werden bei dieser kompakten Berechnung zunächst vernachlässigt.

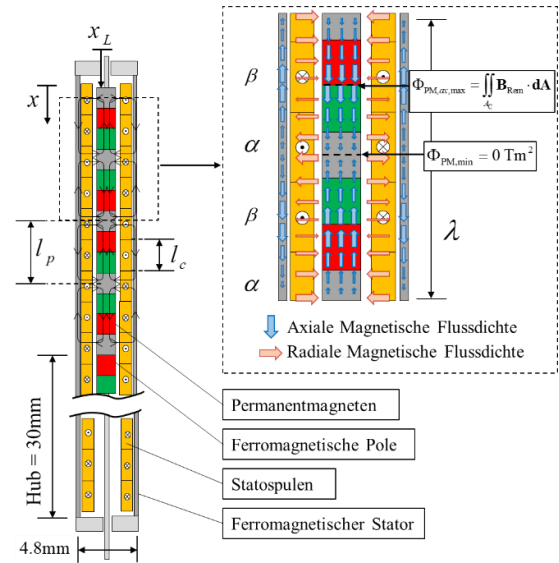
### 2.2 Mathematische Modellierung des Lineardirektantriebs

Um den Anforderungen an den Aktor nachzukommen, wurde der in **Bild 2** dargestellte zweiphasige lineare Direktantrieb konzipiert. Der Antrieb basiert auf dem physikalischen Prinzip der Lorentzkraft. Die axial-magnetisierten Permanentmagnete durchdringen die Statorspulen mit einem radialen Magnetfeld und erzeugen so eine axiale Kraft auf den Läufer:

$$\mathbf{F}_L = \iiint_{V_{ac}} \mathbf{j} \times \mathbf{B} dV. \quad (2)$$

Um sicherzustellen, dass die Lorentzkraft trotz der wechselnden radialen magnetischen Flussdichte in die gleiche axiale Richtung wirkt, wird eine zweiphasige Spulenwicklung und Stromregelung realisiert. Die Spulenpaare  $\alpha$  und  $\beta$  (**Bild 2**) werden mit 90 Grad phasenverschobenen Strömen angetrieben, die in Abhängigkeit der Läuferposition  $x_L$  und der Stromamplitude  $\hat{i}$  eingestellt werden:

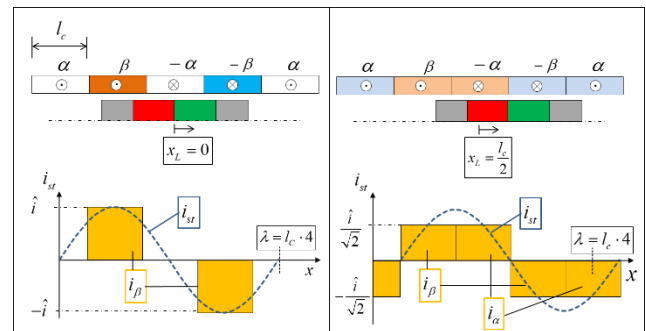
$$\begin{aligned} i_\alpha(x_L) &= \hat{i} \cos\left(\frac{x_L}{\lambda} 2\pi\right), \\ i_\beta(x_L) &= \hat{i} \cos\left(\frac{x_L}{\lambda} 2\pi + \frac{\pi}{2}\right). \end{aligned} \quad (3)$$



**Bild 2** Magnetische Flussverteilung in einem Querschnitt des Linearantriebs.

Mit Hilfe der dargestellten Wicklungsrichtung wird eine diskretisierte Stromverteilung realisiert. **Bild 3** veranschaulicht qualitativ die örtliche Stromverteilung für die Läuferpositionen  $x_L = 0$  und  $x_L = l_c/2$ . Die Grundschwingung der diskretisierten Stromverteilung ist durch die gestrichelte Linie visualisiert. Die Stromverteilung bewegt sich proportional zum läufergebundenen radialen Magnetfeld und wird beschrieben durch:

$$i_{st} = \hat{i} \cos\left(\frac{x - x_L}{\lambda} 2\pi\right). \quad (4)$$



**Bild 3** Örtliche Stromverteilung in den diskreten Spulenpaaren bei zweiphasiger Stromspeisung.

Um die Kraft des Aktors analytisch zu berechnen, muss die kontinuumsphysikalische Verteilung des permanentmagnetischen Flusses näherungsweise bekannt sein. In **Bild 2** ist die Flussverteilung visualisiert. Der maximale axiale magnetische Fluss liegt in der Mitte des Permanentmagneten vor und wird durch Integration der Remanenzflussdichte  $\mathbf{B}_{Rem}$  über die Querschnittsfläche des Permanentmagneten berechnet (**Bild 2**):



$$\Phi_{PM,ax,max} = \iint_{A_{PM}} \mathbf{B}_{Rem} \cdot d\mathbf{A}. \quad (5)$$

Geringe Entmagnetisierungseffekte des Dauermagneten werden bei dieser Näherungsrechnung vernachlässigt. In der Mitte des ferromagnetischen Pols des Läufers ist der axiale magnetische Fluss gleich Null. Zwischen diesen Punkten wird die Entwicklung des axialen Magnetflusses durch eine Fourier-Transformation über die Grundschwingung angenähert:

$$\Phi_{PM,ax}(x) = -\Phi_{PM,ax,max} \sin\left(\frac{x-x_L}{\lambda} 2\pi\right). \quad (6)$$

Die Variable  $x$  definiert die Koordinate des statorfesten Koordinatensystems und  $x_L$  ist die Position des Läufers (**Bild 2**).  $\lambda$  gibt die Wellenlänge der Grundschwingung des axialen Magnetflusses an und ist ein Vielfaches der Pollänge  $l_p$  und der Spulenlänge  $l_c$  (**Bild 2**):

$$\lambda = 2l_p = 4l_c. \quad (7)$$

Die mechanische Kraft des Aktors lässt sich sowohl mit Gleichung (2) über die Lorentzkraft als auch über die elektrische Leistungsbilanz berechnen. In [7] wird die Aktorkraft über die Lorentzkraft hergeleitet. Im Folgenden wird die Aktorkraft über die eingebrachte elektrische Leistung bestimmt. Dazu wird zunächst die Spannungsgleichung der Statorspulen betrachtet. Um die induzierte Spannung des Stromkreises analytisch zu berechnen, wird angenommen, dass die Spulenwicklungen des Stators kontinuierlich in axialer Richtung verteilt sind. Im Folgenden steht  $n_c$  für die axiale Wicklungsdichte der Spulen:

$$n_c = \frac{N_c}{l_c} = \frac{4N_c}{\lambda}. \quad (8)$$

Die Spannungsgleichungen der Statorwicklungen  $\alpha$  und  $\beta$  werden in Abhängigkeit von den Widerständen  $R_{\alpha,\beta}$ , den Strömen  $i_{\alpha,\beta}$  und der zeitlichen Änderung des axialen magnetischen Flusses durch die Spulen berechnet. Stellvertretend wird stellvertretend die Spannung  $U_\alpha$  der  $\alpha$ -Wicklung dargestellt:

$$U_\alpha = R_\alpha i_\alpha + L_\alpha \frac{di_\alpha}{dt} + L_{\alpha,\beta} \frac{di_\beta}{dt} + i_\alpha \frac{dL_\alpha}{dt} + i_\beta \frac{dL_{\alpha,\beta}}{dt} + \int_{l_{c,\alpha}} \frac{d\Phi_{PM,ax}}{dt} n_c dx. \quad (9)$$

Um die Ursprünge der einzelnen Spannungsterme zu veranschaulichen, wird die Leistungsbilanz der  $\alpha$ -Wicklung betrachtet:

$$U_\alpha i_\alpha = R_\alpha i_\alpha^2 + \left( L_\alpha \frac{di_\alpha}{dt} + L_{\alpha,\beta} \frac{di_\beta}{dt} \right) i_\alpha + \left( i_\alpha \frac{dL_\alpha}{dt} + i_\beta \frac{dL_{\alpha,\beta}}{dt} + \int_{l_{c,\alpha}} \frac{d\Phi_{PM,ax}}{dt} n_c dx \right) i_\alpha. \quad (11)$$

Eisenverluste aufgrund von Magnetisierungshysterese und Wirbelströmen sind bei dieser Berechnung vernachlässigt.

Der erste Term aus Gleichung (11) ist die ohmsche Verlustleistung und repräsentiert folglich Wärmeverluste der  $\alpha$ -Wicklung. Der zweite und dritte Term aus Gleichung (11) kombiniert die zeitliche Änderung der in der  $\alpha$ -Wicklung gespeicherten magnetischen Energie.  $L_\alpha$  ist die Induktivität der  $\alpha$ -Spule und  $L_{\alpha,\beta}$  ist die gegenseitige Induktivität der  $\alpha$ - und  $\beta$ -Spule. Der dritte Term der Leistungsgleichung resultiert demnach aus dem Kopplungsterm der magnetischen Flüsse der  $\alpha$ - und  $\beta$ -Spulen und ist abhängig von  $i_\beta$ . Da die gegenseitige Induktivität  $L_{\alpha,\beta}$  deutlich kleiner ist als die Induktivität  $L_\alpha$ , kann dieser Term in der Leistungsbilanz vernachlässigt werden:

$$L_{\alpha,\beta} \ll L_\alpha. \quad (12)$$

Die letzten drei Terme von (11) stellen die eingebrachte mechanische Leistung  $P_{mech,\alpha}$  dar. Die Terme können zu einer Funktion abhängig von der Läufergeschwindigkeit  $v_L$  umformuliert werden:

$$P_{mech,\alpha} = i_\alpha^2 \frac{dL_\alpha}{dx_L} v_L + i_\beta i_\alpha \frac{dL_{\alpha,\beta}}{dx_L} v_L + v_L \int_{l_{c,\alpha}} i_\alpha \frac{d\Phi_{PM,ax}}{dx_L} n_c dx. \quad (13)$$

Die ersten beiden Terme in (13) resultieren aus der lokalen Änderung der Induktivitäten  $L_\alpha$  und  $L_{\alpha,\beta}$  und stellen die durch die Reluktanzkraft erzeugte mechanische Leistung des Aktors dar. Da  $\frac{dL_\alpha}{dx_L} \approx 0$  und  $\frac{dL_{\alpha,\beta}}{dx_L} \approx 0$  gilt, können diese Terme vernachlässigt werden. Der letzte Term ist die mechanische Leistung, die durch die permanente Erregung auf Basis der Lorentzkraft erzeugt wird. Um die gesamte mechanische Leistung  $P_{mech}$  und die Aktorkraft  $F_A$  des Aktors zu bestimmen, werden die Leistungen der  $\alpha$ - und  $\beta$ -Spule gemeinsam betrachtet. Es folgt:

$$P_{mech} = F_A v_L = v_L i_\alpha \int_{l_{c,\alpha}} \frac{d\Phi_{PM,ax}}{dx_L} n_c dx + v_L i_\beta \int_{l_{c,\beta}} \frac{d\Phi_{PM,ax}}{dx_L} n_c dx. \quad (14)$$

Die Spulenströme  $i_\alpha$  und  $i_\beta$  werden durch die approximierten Stromverteilung aus Gleichung (4) zusammengefasst. Es folgt:

$$P_{mech,\alpha} = v_L n_c \int_{x_L}^{x_L + p \frac{\lambda}{2}} \frac{d\Phi_{PM,ax}}{dx_L} \hat{i} \cos\left(\frac{x-x_L}{\lambda} 2\pi\right) dx. \quad (15)$$

Hierbei wird über die Anzahl der Permanentmagnete  $p$  mit der jeweiligen Pollänge  $\lambda/2$  integriert. Setzt man die Gleichung für den axialen magnetischen Fluss (6) in (15) ein, so ergibt sich:

$$P_{mech,\alpha} = v_L n_c \hat{i} \Phi_{PM,ax,max} \int_{x_L}^{x_L + p \frac{\lambda}{2}} \cos\left(\frac{x-x_L}{\lambda} 2\pi\right) \cos\left(\frac{x-x_L}{\lambda} 2\pi\right) dx. \quad (16)$$

Das Einsetzen von Gleichung (8) in (16) resultiert in:

$$P_{\text{mech},\alpha} = v_L \frac{4N_c}{\lambda} \hat{i} \Phi_{PM,\alpha x,\max} \int_{x_L}^{x_L + p \frac{\lambda}{2}} \cos\left(\frac{x - x_L}{\lambda} 2\pi\right)^2 dx \quad (17)$$

$$= v_L \frac{pN_c \Phi_{PM,\alpha x,\max} 2\pi}{\lambda} \hat{i}.$$

Die Aktorkraft ergibt sich folglich zu:

$$F_A = \frac{pN_c \Phi_{PM,\alpha x,\max} 2\pi}{\lambda} \hat{i} = k_m \hat{i}. \quad (18)$$

Die Aktorkraft ist demnach in erster Näherung proportional zu der Stromamplitude  $\hat{i}$  und der Motorkonstante  $k_m$ :

$$k_m = \frac{pN_c \Phi_{PM,\alpha x,\max} 2\pi}{\lambda}. \quad (19)$$

Mit der Vernachlässigung der beschriebenen Terme, lässt sich die Leistungsbilanz für den zweiphasigen Aktor wie folgt zusammenfassen:

$$U_\alpha i_\alpha + U_\beta i_\beta = \left( R_\alpha i_\alpha + L_\alpha \frac{di_\alpha}{dt} \right) i_\alpha + \left( R_\beta i_\beta + L_\beta \frac{di_\beta}{dt} \right) i_\beta + v_L k_m \hat{i}. \quad (20)$$

Die induktiven Terme  $L_\alpha \frac{di_\alpha}{dt} i_\alpha$  und  $L_\beta \frac{di_\beta}{dt} i_\beta$  beschreiben die zeitliche Änderung der in den Spulen gespeicherten magnetischen Energie und repräsentieren die Blindleistung des Aktors. Um das Verhältnis aus mechanischer Leistung zu ohmscher Verlustleistung zu berechnen, wird die Maximalgeschwindigkeit des Aktors  $v_{L,\max}$  betrachtet. Bei der vorgegebenen maximalen Antriebsfrequenz von 5 Hz und einer Amplitude von 1000  $\mu\text{m}$  folgt:

$$v_{L,\max} = 2\pi f A \approx 31 \frac{\text{mm}}{\text{s}}. \quad (21)$$

Durch Gleichsetzen von (1) und (18) wurde eine erforderliche Stromamplitude von  $\hat{i}_r = 0.25 \text{ A}$  ermittelt, um die gewünschte Aktuationskurve zu erreichen. Die mechanische Leistung ergibt somit zu:

$$P_{m,\max} = v_{L,\max} k_m \hat{i}_r = 31 \frac{\text{mm}}{\text{s}} \cdot 0.28 \text{ Tm} \cdot 0.25 \text{ A} \approx 2,2 \text{ mW}. \quad (22)$$

Der ohmsche Widerstand und die Induktivität der  $\alpha$ - und  $\beta$ -Spulen wurden wie folgt gemessen:

$$R_{\alpha,\beta} = 3\Omega \quad (23)$$

$$L_{\alpha,\beta} = 10\mu\text{H}.$$

Vergleichend ergibt sich die ohmsche Verlustleistung der  $\alpha$ -Wicklung zu:

$$P_V = R_\alpha i_\alpha^2 \approx 0.1875 \text{ W}. \quad (24)$$

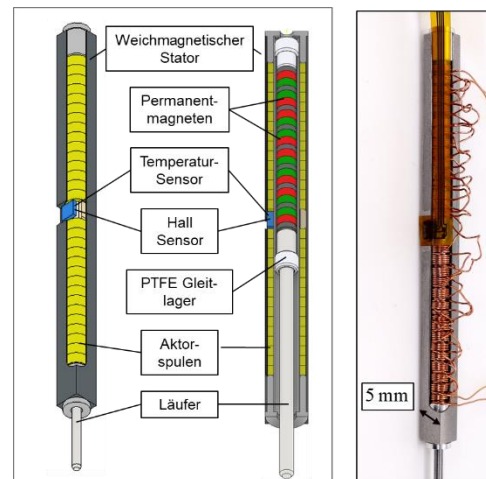
Aufgrund der geringen mechanischen Leistung des miniaturisierten Aktors wird die eingehende Leistung fast vollständig in Form von Wärmeverlusten gewandelt. Dementsprechend sind die induzierten Spannungen aufgrund der Bewegung des permanentmagnetischen Schiebers im Vergleich zu den ohmschen Spannungsabfällen vernachlässigbar. Für die Implementierung der Regelung ist es somit möglich, die Spannungsgleichung aus (20) noch weiter zu vereinfachen. Es resultieren für die Spannungsgleichungen der  $\alpha$ - und  $\beta$ -Spule zwei unabhängige Differentialgleichungen:

$$U_i = R_i i_i + L_i \frac{di_i}{dt} \quad \text{mit } i = \alpha, \beta. \quad (25)$$

## 2.3 Konstruktion des Lineardirektantriebs

In **Bild 4** ist rechts der gefertigte Linearantrieb, und links die Konstruktionszeichnung des miniaturisierten Aktors dargestellt. Um die Reibung zu minimieren, wurde das Gleitlager des Aktors aus PTFE gefertigt. Um den Zugang zum elektrischen Kontakt der Statorspulen zu ermöglichen und Wirbelströme zu vermeiden, wurde ein Schlitz in den weichmagnetischen Stator des Aktuators gefräst. Durch die Fertigung entstehen geringfügige konstruktionsbedingte Unterschiede zwischen dem konstruierten und dem modellierten Aktor, die zu Parameterabweichungen des Kraftfaktors  $k_m$  führen können. Durch den gefrästen Schlitz im ferromagnetischen Stator (**Bild 4**) wird der magnetische Fluss durch die Spulen und damit die resultierende axiale Lorentzkraft geringfügig reduziert.

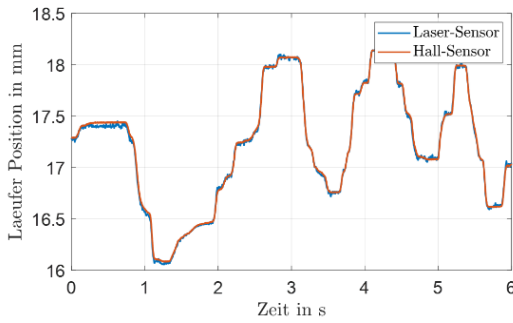
Die kraftproportionale Stromspeisung des Aktors ist durch die Temperatur des Aktuators begrenzt, da die Permanentmagnete im Läufer bei Temperaturen  $> 60^\circ\text{C}$  beginnen zu entmagnetisieren. Um dies zu verhindern, wurde ein Temperatursensor in den Aktuator integriert (**Bild 4**).



**Bild 4** Konstruktionszeichnung und Bild des miniaturisierten elektrischen Linearantriebs.

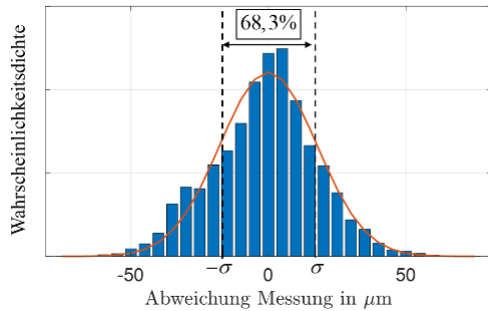
Um die Position des Läufers im dynamischen Betrieb zu erfassen, wurde ein Hall-Sensor in den Aktor integriert (**Bild 4**). Der Sensor erfasst das positionsabhängige Magnetfeld der im Läufer eingeschlossenen Permanentmagnete. Über eine Lookup-Tabelle wird so die Läuferposition des Aktuators ermittelt. In **Bild 5** ist die Positionserfassung

des Hallsensors für einen Ausschnitt des Läuferhubs dargestellt. Die mit Hilfe des Hall-Sensors ermittelte Position ist mit dem Messsignal eines Lasersensors verglichen.



**Bild 5** Positionserfassung der Läuferposition durch Hall-Sensor und Lasersensor.

**Bild 6** zeigt die Abweichung der Positionserfassung durch den Hallsensor im Vergleich zum Lasersensor. Die Approximation der Abweichung durch eine Normalverteilung resultiert in einer Standardabweichung von  $\sigma = 17,6 \mu\text{m}$ .



**Bild 6** Positionserfassung der Läuferposition durch integrierten Hall-Sensor und externen Lasersensor.

### 3 Regelung des zweiphasigen Lineardirektantriebs

Zur Regelung der Elektrodenposition wird eine erweiterte Zustandsregelung implementiert. Ziel der Elektrodenregelung ist es, eine stationäre Genauigkeit von weniger als  $30 \mu\text{m}$  zu erzeugen. Außerdem soll eine Zeitkonstante für das Sprungantwortverhalten der Elektrode von  $T_p < 0.1 \text{ s}$  erzielt werden, um eine hochdynamische Positionsregelung zu garantieren.

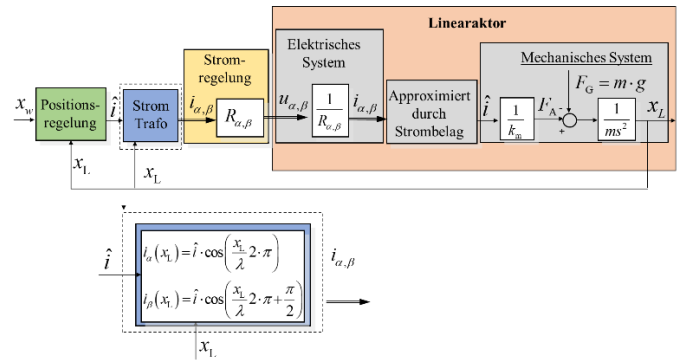
Durch Transformation in den Laplace Bereich kann die hergeleitete Spannungsgleichung (25) in folgende Übertragungsfunktion eines  $P-T_1$ -Gliedes überführt werden:

$$G_I(s) = \frac{I(s)}{U(s)} = \frac{\frac{1}{R_i}}{\frac{L_i}{R_i}s + 1} \quad \text{mit } i = \alpha, \beta. \quad (26)$$

Die Differentialgleichung des mechanischen Systems wird durch das zweite Newtonsche Gesetz bestimmt. Die Masse  $m$  setzt sich aus der Läufer- und der Werkzeugelektrodenmasse zusammen und beträgt  $6 \text{ g}$ . Die wirkende Kraft  $F$  setzt sich zusammen aus der Aktorkraft  $k_m \hat{i}$  und der entgegenwirkenden Gravitationskraft  $mg$ :

$$m\ddot{x} = k_m \hat{i} - mg. \quad (27)$$

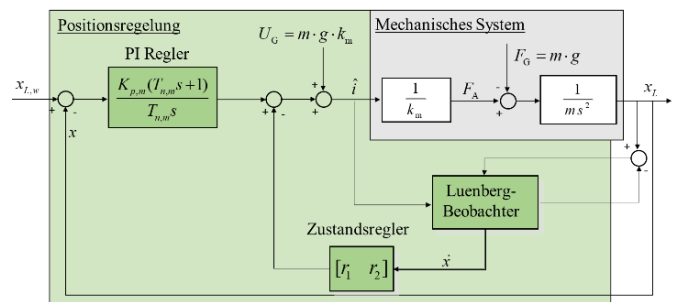
Für die Positionsregelung wird eine Abtastfrequenz von  $f_s = 2 \text{ kHz}$  gewählt. Durch Approximation des Abtastglieds mittels Taylorreihenentwicklung kann der Einfluss auf das Regelverhalten durch ein Verzögerungsglied erster Ordnung mit der Zeitkonstante  $T_E = 2/f_s$  approximiert werden. Da die Dynamik der Spannungsgleichung mit einer Zeitkonstante von  $T_E = 4 \cdot 10^{-6} \text{ s}$  und der Einfluss der Abtastung mit einer Zeitkonstante von  $T_E = 10^{-3} \text{ s}$  mehr als  $10^2$ -mal schneller ist als die gewünschten Zeitkonstanten des mechanischen Systems von  $T_p = 0.1 \text{ s}$ , können die genannten Zeitverzögerungen bei der Regelung des mechanischen Systems vernachlässigt werden. Die vereinfachte Regelschleife ist **Bild 7** dargestellt.



**Bild 7** Positionsregelung des miniaturisierten Linearaktors.

Die Stromtransformation hat keinen dynamischen Einfluss auf das System, sondern beschreibt die Transformation der Stromamplitude  $\hat{i}$  in die Koordinaten  $\alpha$  und  $\beta$ . Bei der Auslegung des Reglers ist zu berücksichtigen, dass bei der Herleitung des mechanischen Modells einige Vereinfachungen vorgenommen wurden. In Kapitel 2 wurde bereits auf Parameterungenauigkeiten aufgrund von Annahmen bei der Herleitung des Parameter  $k_m$  eingegangen. Außerdem wurde der Einfluss von Reibungskräften und weiteren dissipierenden Energien vernachlässigt, was zu strukturellen Abweichungen des Modells führen kann. Aus diesen Gründen wird ein robuster, erweiterter PI-Zustandsregler implementiert [8]. Fasst man **Bild 7** zusammen und transformiert die Gleichung in ein Zustandsraummodell folgt:

$$\dot{\mathbf{x}}_L = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \mathbf{x}_L + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{k_m}{m} \end{bmatrix} \hat{i} - \begin{bmatrix} 0 \\ g \end{bmatrix}. \quad (28)$$

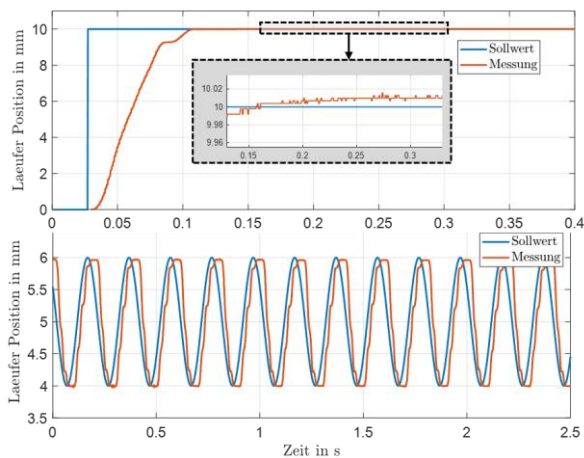


**Bild 8** Design des erweiterten PI-Zustandsreglers.

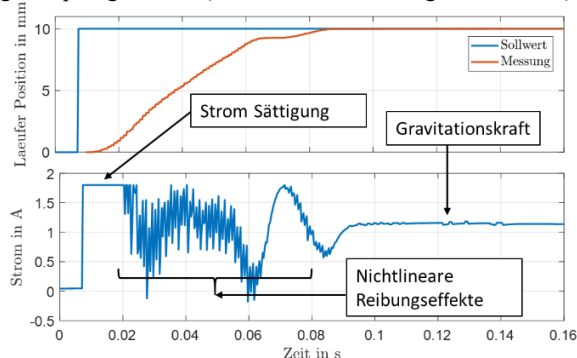
Die Regelstruktur des erweiterten Zustandsreglers ist in **Bild 8** dargestellt. Um dem Elektrodengewicht  $mg$  entgegenzuwirken, wird der konstante Strom  $\hat{i}_g$  als Störgrößenkompensation an den Aktor angelegt. Des Weiteren wird ein Lueneberger-Beobachter eingesetzt, um den Zustandsvektor  $\mathbf{x}$  zu erfassen. Mit Hilfe des rückgekoppelten Regelvektors  $\mathbf{r}^T$  werden die Pole der Regelstrecke von  $p_{a1,2} = 0$  auf die negative reelle Achse bei  $p_{a1,2} = -100 \frac{1}{s}$  verschoben. Dadurch wird ein schnelles Binomialverhalten angestrebt, welches ein Überspringen der Elektrode verhindert. Darüber hinaus wird der Zustandsregler um einen PI-Regler erweitert, um Struktur- und Parameterungenauigkeiten im modellierten System zu kompensieren. Die Regelparameter ergeben sich zu:

$$\begin{aligned} K_{p,m} &= 2,19 \cdot 10^3 \frac{\text{A}}{\text{m}}, & T_{n,m} &= 3,18 \cdot 10^{-3} \text{ s} \\ r_1 &= 4,38 \cdot 10^3 \frac{\text{A}}{\text{m}}, & r_2 &= 20,94 \frac{\text{As}}{\text{m}}. \end{aligned} \quad (29)$$

Die Sprungantwort mit dem implementierten aperiösen Lageregelverhalten der Werkzelektrode ist im oberen Teil von **Bild 9** dargestellt. Unabhängig von der Varianz des Hall-Sensors wurde eine stationäre Genauigkeit von ca.  $10 \mu\text{m}$  erreicht. Die gewünschte harmonische Anregung der Elektrode wird im unteren Teil von **Bild 9** gezeigt. Die Messung der harmonischen Position zeigt, dass das System nicht modellierte Nichtlinearitäten aufweist,



**Bild 9** Messergebnisse der Positionsregelung für eine große Signal-Sprungantwort a) und einen sinusförmigen Sollwert b).



**Bild 10** Messergebnisse der Position und der Stromamplitude für die Sprungantwort des Linearantriebs.

die zu leichten Oberschwingungen führen. Der signifikanteste nichtlineare Effekt im mechanischen System ist die positions- und geschwindigkeitsabhängige Reibung, die auf den Läufer wirkt.

Die Dynamik des Reglers wird durch die implementierte Stromsättigung von  $i_{\max} = 1,8 \text{ A}$  begrenzt. Dies verdeutlicht **Bild 10**, in dem die Stromamplitude  $\hat{i}$  für die Sprungantwort abbildet. Dennoch kann für die Großsignal-Sprungantwort eine ausreichende Zeitkonstante von ca.  $T_p \approx 50 \text{ ms}$  realisiert werden.

## 4 Zusammenfassung

Durch den Entwurf eines zweiphasigen miniaturisierten Linearantriebs konnte eine Krafterzeugung auf Basis des Lorentzprinzips realisiert werden, die es ermöglicht, die 6 g schwere Werkzelektrode entgegen der Schwerkraft in vertikaler Richtung zu positionieren. Es wurde gezeigt, dass für miniaturisierte Linearantriebe mit einem Außendurchmesser von unter 5 mm die Spannungsgleichungen der Alpha- und Beta-Spulen unabhängig voneinander betrachtet und gesteuert werden können. Auf der Grundlage des analytischen Modells wurde mit dem erweiterten Zustandsregler eine stationäre Positionsgenauigkeit von  $10 \mu\text{m}$  erreicht. Die Kraftanregung war ausreichend groß, um eine harmonische Anregung mit einer Frequenz von 5 Hz und einer Amplitude von 1 mm zu realisieren.

In zukünftigen Arbeiten sollten die auf den Läufer wirkenden Reibungskräfte genauer untersucht werden, um das nichtlineare Verhalten zu kompensieren und damit die dynamische Lageregelung weiter zu verbessern.

## 5 Literatur

- [1] E. Uhlmann et al.: *Concept for an actuated variable tool electrode for use in sinking EDM*, Proceedings of the 21st conference of the euspen, 183-184, 2021.
- [2] Boldea, Tutelea, Xu, Pucci: *Linear Electric Machines, Drives and MAGLEVs: An Overview*, IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2017.
- [3] Dierk, S.: *Elektrische Antriebe-Grundlagen*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2015.
- [4] Isermann, R.: *Mechatronische Systeme*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2008.
- [5] Pritschow, G.: *A Comparison of Linear and Conventional Electromechanical Drives*. CIRP Annals 47, 2, 541-548, 1998.
- [6] Schrader, S.: *Entwicklung von elektromagnetischen Linearantrieben und Autofokusoptyken für endoskopische Systeme*. Ph.D. Thesis, 2005.
- [7] Schulte Westhoff, B.; Maas, J.: *Modeling and Control of Miniaturized Electric Linear Drive with Two-phase Current Excitation*. IEEE/ASME International Conference on AIM, 2021.
- [8] Juhász, L.; Maas, J.: *Control of Hybrid Nanopositioning Systems for Trajectory-Tracking Applications*. Mechatronics, Vol. 23 (6), S. 617 - 629, 2013.

# Mechatronisches Konzept zur Ergänzung von hydropneumatischen Dämpfern für CS-23 basierende Kleinflugzeuge

## Mechatronic Concept for Supplementing Hydropneumatic Dampers for CS-23 Aviation based Aircraft

Felix Willich, Smart Mechatronics GmbH, 33142 Büren, Deutschland, felix.willich@smartmechatronics.de

Sascha Knaup, HEGGEMANN AG, 33142 Büren, Deutschland, knaup@heggemann.com

Florian Holzapfel, Institut für Flugsystemdynamik, Technische Universität München, Garching, 85748, Deutschland, florian.holzapfel@tum.de

### Kurzfassung

In diesem Beitrag wird ein Konzept für elektromechanische Teilsysteme vorgestellt, die ergänzend zu dem herkömmlich verwendeten passiven Stoßdämpfer des Hauptfahrwerks eines Kleinflugzeugs, verwendet werden können. Zudem wird gezeigt, wie diese Systeme das Verhalten während des Landestoßes beeinflussen und dazu beitragen, die entstehenden Lasten bei unterschiedlichen Landeszenarien zu reduzieren.

### Abstract

This paper presents a concept of electromechanical subsystems that are can be used in addition to the conventionally used passive shock absorber of the main landing gear of an aircraft. In addition, it is shown how these systems influence the behavior during the landing impact.

### Symbole

$\dot{x}$	Auslenkungsgeschwindigkeit des Dämpfers
$\eta$	Wirkungsgrad des Dämpfers
$A$	Querschnittsfläche des Dämpfers
$c_{gas}$	pneumatische Federsteifigkeit
$d_{oil}$	hydraulische Dämpfung
$F$	Summe aller auf den Dämpfer wirkenden Kräfte während des Landestoßes
$F_{gas}$	Rückstellkraft durch Kompression des Gases
$F_{oil}$	Hydraulische Widerstandskraft durch den Ölfluss
$n$	Polytrophenexponent
$p_1$	Absolutdruck in der Stickstoffkammer
$p_u$	Absoluter Umgebungsdruck
$p_{10}$	Initialer Absolutdruck in der Stickstoffkammer
$R_{hyd}$	Hydraulischer Widerstand
$V_{gas,0}$	Initiales Gasvolumen
$V_{gas}$	Gasvolumen
$x$	Auslenkung des Dämpfers

### 1 Einleitung

Der Stoßdämpfer, als ein zentrales Element des Fahrwerks für Flugzeuge der Luftfahrt, nimmt im Wesentlichen die Energie des Landestoßes auf und verringert deutlich die Lasten, die von der Flugzeugstruktur bei der Landung aufgenommen werden. Gleichzeitig muss der Dämpfer so ausgelegt sein, dass das Flugzeug beim Taxiing am Boden, bei der Fahrt durch Kurven und beim Be- und Entladen jederzeit beherrschbar bleibt und nicht aufschwingt. Dafür sind Stoßdämpfer in vielen Fällen mit passiv wirkenden Öl-Gas-Dämpfern ausgestattet, die die Energie beim Landestoß absorbieren, indem sie eine Ölkammer gegen eine Luft- oder Stickstoffkammer drücken. Fließt das Öl nach der Kompression zu schnell zurück, kommt es zu einem Rückprall, der die Hauptfahrwerksaufhängung zurückschnellen lässt. Fließt das Öl zu langsam zurück, werden hochfrequente Stöße, die beim Taxiing auftreten, nicht ausreichend gedämpft, weil sich der Stoßdämpfer noch nicht in der statischen Ruhelage befindet [1, 2]. Während des Landestoßes strömt Öl mit hoher Geschwindigkeit in den Gasraum. Dabei wird das Gas komprimiert und abgekühlt. Dies geht mit einem Verlust der adiabatischen Kompression einher, was zu einem Hysterese behafteten Übertragungsverhalten des Drucks, in Abhängigkeit von der Auslenkung und Einfederungsgeschwindigkeit, führt. Bei einem passiven Dämpfer, wie er üblicherweise in Flugzeugfahrwerken verwendet wird, stellt die einmal voreingestellte Stoßdämpferkonfiguration für alle Betriebszustände und für alle auftretenden Belastungen lediglich einen bestmöglichen Kompromiss dar. Dies ist maßgeblich beim Landestoß der Fall, weshalb der passive Dämpfer durch eine relativ große Drosselöffnung weich ausgelegt wird. Für das Taxiing am Boden oder



das Beladen wird jedoch eine härtere Dämpfung benötigt, da die Hubgeschwindigkeiten vergleichsweise gering sind und dadurch größere Auslenkungen des Fahrwerks entstehen können. Dies ist der größte Nachteil der bislang verwendeten Dämpfersysteme in Flugzeugfahrwerken. Bei einer für jeden Lastfall individuell einstellbare Stoßdämpferkonfiguration werden insbesondere die übertragenen Lasten reduziert, die in die Flugzeugstruktur eingepreßt werden. Den Flugzeugherstellern ist dieses Problem seit langer Zeit bewusst. Deshalb wurde eine Reihe von Maßnahmen vorgeschlagen, um diesen Zielkonflikt zu lösen [2, 3]. Im Rahmen einer innovativen Leichtbaukonstruktion ist es essentiell die passiv hydraulische Dämpfung zu einer elektromechanischen Dämpfung weiterzuentwickeln, um den meisten Belastungsszenarien gerecht zu werden und um Gewicht zu sparen.

Die ersten Untersuchungen zu einem aktiven Fahrwerk in der Luftfahrt wurden 1971 von der US-Luftwaffe durchgeführt. In diesen Studien wurden die Machbarkeit und die potenziellen Vorteile einer aktiven Federung des Hauptfahrwerks des Flugzeugs untersucht. Ihr Ziel war es, die normalen Bodenbelastungen der Flugzeugkabine zu begrenzen. Auf der Grundlage dieser Ergebnisse modifizierte W. Howell 1990 das Hauptfahrwerk einer F-106B für einen Fallversuch, um ein aktives Fahrwerk zu testen und es mit einem passiven Fahrwerk zu vergleichen [4]. Im Gegensatz zum Konzept von W. Howell verwendet R. Freymann die obere Kammer für den Ölaustausch. Abgesehen von diesem kleinen Unterschied in der Architektur sind sich beide Strukturen sehr ähnlich. Beide Konzepte verwenden Servoventile zur Steuerung des Ölflusses. Auf der Grundlage der Arbeit von R. Freymann wurde eine von Airbus gesponserte Studie durchgeführt, die zeigt, dass der Komfortverlust während des Taxiing und der Landung durch eine aktive Steuerung des Ölsystems im Bugfahrwerk minimiert werden kann. Eine Änderung des Hauptfahrwerks wurde nicht in Betracht gezogen. Auf der Grundlage dieser früheren Arbeiten, erschienen zahlreiche Veröffentlichungen, in denen die Steuerungsalgorithmen aktiver/halbaktiver Aktuatoren weiter untersucht wurden. In seiner Dissertation stellt W. Krüger ein geregeltes Dämpferkonzept (semi-aktiv) für das Bugfahrwerk vor, das auf der Modifikation des Drosselquerschnitts basiert und die Rumpfschwingungen beim Rollen effektiv reduziert. In seiner Arbeit werden ein Skyhook-Konzept, ein Fuzzy-Regler und LQR<sup>1</sup> speziell für ein semiaktives Bugfahrwerk entworfen und miteinander verglichen. Ein weiterer Vergleich mit einer aktiven Fahrwerksregelung wird anhand von Modellen durchgeführt. Das langsamere vollaktive System zeigte leichte Verbesserungen im Vergleich zum semi-aktiven Konzept [2]. Zarchi zeigte in seiner Arbeit, dass eine Verbesserung des Passagierkomforts durch aktive Dämpfersysteme unter Verwendung des MOABC-Algorithmus<sup>2</sup> möglich ist. Insbesondere wird der Fall einer Dreipunktlandung und die Robustheit dieses Konzepts bei einer Zweipunkt-

und Einpunktlandung untersucht. Seiner Meinung nach gibt es noch offene wissenschaftliche Herausforderungen in Bezug auf Landungen und Rollvorgänge unter verschiedenen Fahrbahnbedingungen. Diese intelligenten Algorithmen können zur Erstellung einer Fehlerdiagnose im Stoßdämpfersystem von Flugzeugen unter Verwendung verschiedener neuronaler Netze verwendet werden [5]. In [6] wurde das Verhalten des Fahrwerks eines konventionellen Passagierflugzeugs während des Taxiing untersucht. In der Simulation wird ein aktives Fahrwerkssystem mit integriertem PID-Regler<sup>3</sup> untersucht und mit einem passiven Fahrwerkssystem verglichen. Mit dem aktiven System wurden deutlich bessere Ergebnisse bei der Schwingungsdämpfung des Bugfahrwerks erzielt als mit dem passiven System. Ein Verfahren zur Simulation der Oberflächen von Start- und Landebahnen wird in [6] vorgestellt.

In diesem Beitrag werden die Konzepte der mechatronischen Teilsysteme vorgestellt und mit dem rein passiv agierenden Dämpfer über Messdaten am Droptest Prüfstand miteinander verglichen. Es wird beschrieben, wie die ausgewählten Aktoren ausgelegt werden müssen, damit die entstehenden Lasten beim Landestoß minimiert werden. Für den Entwurf von Algorithmen zur Lastoptimierung beim Taxiing wird auf [2, 7, 8] und auf analoge und gängige Verfahren aus dem Automotive Bereich verwiesen.

## 2 Konzeption

Als Zielentwurfskonzept für einen Luftfahrtsdämpfer wird üblicherweise gewünscht, dass die Last beim Landestoß möglichst gleichmäßig über den gesamten Hub verteilt wird. Hierdurch wird, neben einer geringeren dynamischen Last der Bauteile, auch ein Überspringen über die statische Ruhelage hinaus vermieden. Dies ist dann erfüllt, wenn die Summe aus hydraulischer und pneumatischer Kraft über den gesamten Hub konstant bleibt [9]. Die hydraulische Kraft wird durch das einströmende Öl von der unteren in die obere Kammer des Dämpfers erzeugt (siehe Abb. 1). Die pneumatische Kraft entsteht durch die daraus resultierende Kompression des Gases in der oberen Kammer. Um das Ziel einer gleichmäßigen Entschleunigung bei der Einfederung bewerten zu können, wird das in der Luftfahrt gängige Kriterium der Dämpfer-Effizienz verwendet [10, 11]:

$$\eta = \frac{1}{F_{\max}(x_{\max} - x_{\min})} \int_{x_{\min}}^{x_{\max}} F(x) dx. \quad (1)$$

Je dichter  $\eta$  an eins liegt, desto besser wird die Last über den Hub gleichmäßig verteilt. Die Position  $x_{\min}$  des Dämpfers ist die Auslenkung im unbelasteten Zustand und  $x_{\max}$  die maximal auftretende Auslenkung während des Landestoßes. Die Kraft  $F_{\max}$  ist dabei die maximal größte Kraft. Zur Bewertung des Verhaltens des Flugzeugs während des Taxiing ist die Definition nach Gl. (1) nicht ausreichend, da nicht nur gewünscht wird, dass die dynamischen Lasten aus der statischen Ruhelage heraus minimiert werden, son-

<sup>1</sup>Linear-quadratischer Regler

<sup>2</sup>Mehrzielorientierter Bienenkolonie-Algorithmus

<sup>3</sup>Proportional-Integral-Differenzialregler

dern auch, dass keine zu großen Auslenkungen, z.B. beim Be- und Entladen, entstehen.

Die Aktoren sind in der frühen Auslegungsphase mit dem Ziel ausgewählt worden, dass die Teilsysteme, gezeigt in Abb. 1, ausschließlich die nichtlineare Federsteifigkeit oder die nichtlineare Dämpfung des Gesamtsystems beeinflussen. Durch Veränderung der Querschnittsfläche des Ventils kann die resultierende hydraulische Dämpfungskraft aufgrund der Auslenkungsgeschwindigkeit vom System selbstständig an das entsprechende Landeszenario angepasst werden. Bei einem Ausfall des Systems, z.B. durch einen Stromausfall, muss dennoch eine sichere Landung gewährleistet sein. Um dies zu erreichen, wird ein Proportionalventil eingesetzt, das im stromlosen Zustand geschlossen ist, sodass das Öl durch die Drossel, gezeigt in Abb. 1b), fließen kann und so eine sichere Landung gewährleistet wird. Durch den Servomotor mit Kolben-Zylinder-Anordnung kann gezielt der Fülldruck und das Gasvolumen im System verändert werden, sodass die Federsteifigkeit des Systems beeinflusst wird. Der modellbasierte Entwicklungsaspekt des Systems wird in [12] näher erläutert. In der nachfolgenden Abb. 1 wird eine Skizze des Dämpfers mit integrierten mechatronischen Teilsystemen gezeigt. Im belasteten Zustand entsteht ein Druckunterschied zwischen der oberen und unteren Kammer, sodass ein Ölfluss entsteht, der durch das Ventil und die Drossel gehemmt wird. Das Öl strömt in die obere Kammer und komprimiert das Gas, wodurch eine Rückstellkraft entsteht.

## 2.1 Prüfstand

Die entwickelten Hardwarekomponenten des Fahrwerks werden durch Tests validiert. Dadurch lassen sich belastbare Aussagen bezüglich der Funktionsweise sowie der möglichen Verstellbereiche des mechatronischen Stoßdämpfers ableiten. Gemäß der Zulassungsrichtlinie EASA CS-23 [13] werden diese Tests durch einen Droptest nachgewiesen und von der HEGGEMANN AG durchgeführt. Der Prüfstand wird in der nachfolgenden Abb. 2 gezeigt.

Bei diesem Test wird ein Träger mit unterschiedlichen Fallmassen beladen. Unter diesem Fallschlitten ist das Fahrwerk mit dem Stoßdämpfer und dem Reifen montiert. Der Teststand ist mit mehreren Messsystemen ausgerüstet. Es werden über die am Boden montierte Boden-Messplatte die Radlasten in x-, y-, und z-Richtung mittels Kraftmessdosen gemessen. Zusätzlich verfügt der Teststand über induktive Wegaufnehmer am Träger und Stoßdämpfer, sowie Beschleunigungssensoren und Drucksensoren. Der Fallschlitten wird mittels eines elektronisch angesteuerten Entriegelungssystems mechanisch freigegeben und fällt, je nach voreingestellter Höhe, mit dem Fahrwerk auf die Bodenplatte. Die Ergebnisse der Tests werden ausgewertet, um daraus Rückschlüsse zum Drossel- und Dämpfungsverhalten abzuleiten.

## 2.2 Fahrwerk

Der Dämpfer wird in ein Schwinghebelfahrwerk eingebaut, wie in Abb. 2 zu sehen ist. Diese Art von Fahrwerk bietet

eine Reihe wesentlicher Vorteile gegenüber anderen Fahrwerkskonzepten. Diese Vorzüge sind den Flugzeugherstellern seit vielen Jahren bekannt. Im Vergleich zum Teleskopfahrwerk entstehen durch den Hebelarm, während des Taxiing, deutlich höhere Lasten auf den Dämpfer, wodurch die Haftreibung leichter überwunden wird. Beim Teleskopfahrwerk führt dieser Effekt dazu, dass das Flugzeug zeitweise blockiert [2]. In diesem Fall wird die komplette Einfederung des Fahrwerks durch die Reifen vollzogen. Beim Landestoß selbst sind die Lasten auf dem Dämpfer vergleichbar mit den Lasten des Dämpfers am Teleskopfahrwerk. Nachteilig ist, dass die Konstruktion einer Schwinghebelfahrwerksaufhängung im Vergleich zu Teleskopfahrwerken schwerer ist und mehr Teile benötigt. Von Vorteil ist jedoch, dass kann eine geringere Einbauhöhe realisiert werden kann und die Wartung des Dämpfers einfacher ist [14]. Durch eine größere Last werden auch höhere Auslenkungen des Dämpfers realisiert, als beim Teleskopfahrwerk. Dies ist prinzipiell von Vorteil, da ein längerer Federweg des Dämpfers während des Landestoßes ausgenutzt werden kann und folglich mehr Energie durch die Drossel dissipiert. Durch die höhere Einfederung während des Taxiing wird das Gas vergleichsweise stärker komprimiert und erhöht somit auch die nichtlineare Federsteifigkeit des Systems. Bei geringeren Lasten und den dadurch resultierenden Auslenkungen wäre die Federsteifigkeit folglich geringer. Eine sehr harte Federwirkung kann sich, je nach Art der Unebenheit während des Taxiing, negativ auf den Aufbau auswirken. Dies ist der Fall, wenn lokal die nichtlineare Resonanzfrequenz des Systems angeregt wird und das System aufschwingt [15]. Für diese Gegebenheit wäre es wünschenswert, die entstehenden Amplituden nicht nur durch Anpassung der Dämpfung, sondern auch durch Anpassung der Federsteifigkeit durch weitere Aktoren zu verändern.

## 2.3 Energiedissipation

Die Dämpfung des Systems kann durch Anpassung des hydraulischen Widerstands verändert werden. Dieser hängt maßgeblich von der Geometrie der Ölleitung ab und kann durch ein einstellbares Ventil variiert werden. Die Berechnung der Federsteifigkeit kann näherungsweise mit [16, 17]

$$F_{oil} \approx A \cdot R_{hyd} \cdot \dot{V} \mid \dot{V} \mid = A^3 \cdot R_{hyd} \cdot \dot{x} \mid \dot{x} \mid \quad (2)$$

und

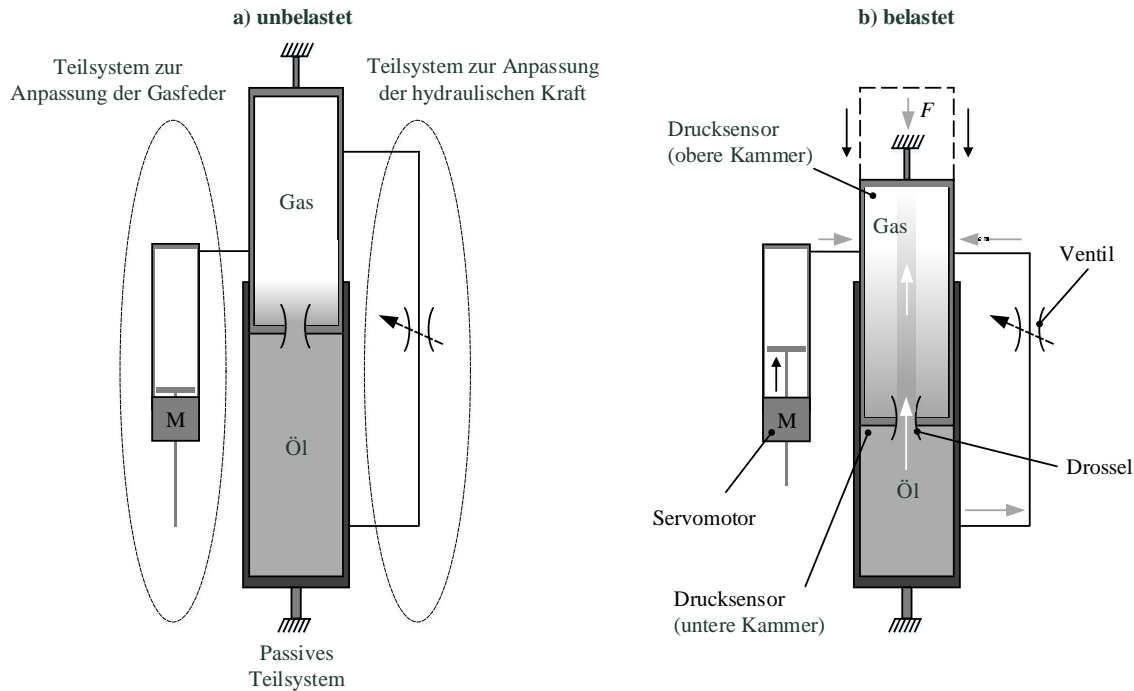
$$d_{oil} = \frac{dF_{oil}}{d\dot{x}} \approx 2A^3 \cdot R_{hyd} \mid \dot{x} \mid \sim R_{hyd} \quad (3)$$

berechnet werden.

## 2.4 Rückstoßverhalten

Die pneumatische Kraft berechnet sich wie folgt [10]:

$$F_{gas} = A (p_1 - p_u) \approx A \left( p_{10} \left( \frac{V_{gas,0}}{V_{gas,0} - A x(t)} \right)^n - p_u \right). \quad (4)$$



**Abbildung 1** Skizze des hydropneumatischen Dämpfers mit integriertem mechatronischen Teilsystemen im a) unbelasteten Zustand und b) belasteten Zustand.

Die Federsteifigkeit ist wie folgt definiert:

$$c_{gas} = \frac{dF_{gas}}{dx} \approx p_{10} \cdot A \cdot n \cdot V_{gas,0} \left( \frac{1}{V_{gas,0} - Ax(t)} \right)^{n+1} \sim p_{10} \cdot f(V_{gas,0}, x(t)) \quad (5)$$

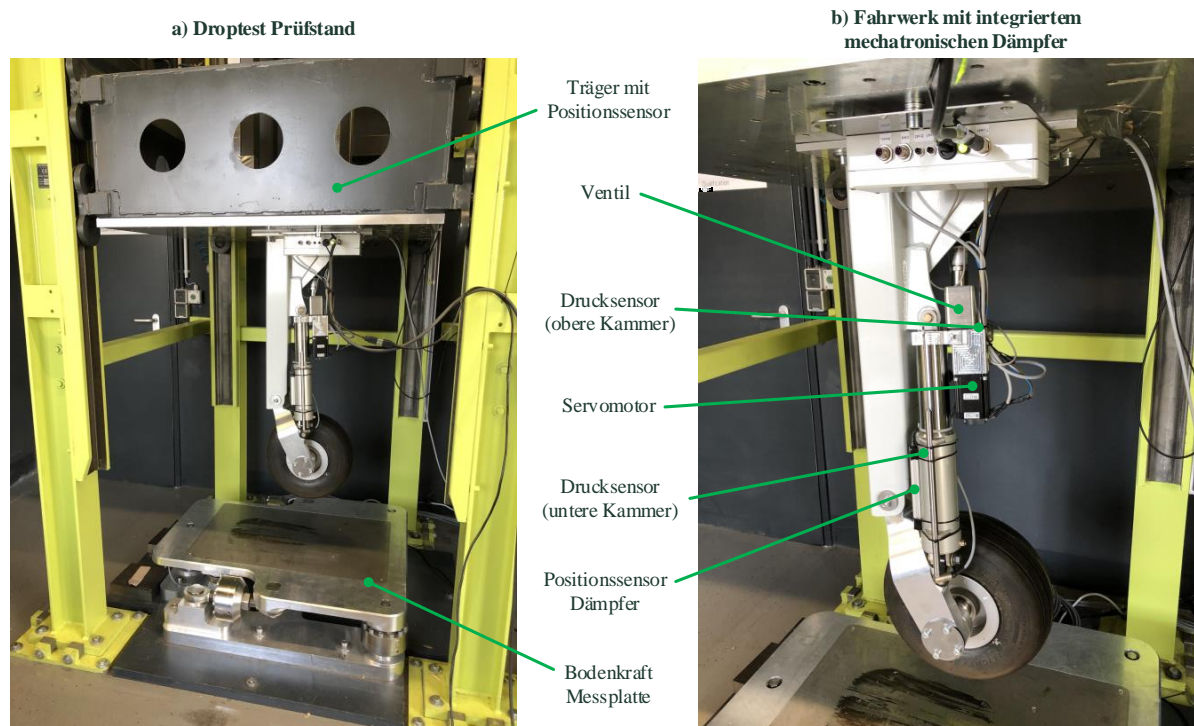
Weitergehende Messungen zeigten, dass diese Berechnung nur eine grobe Schätzung liefern kann. Tatsächlich ist die Federsteifigkeit stark vom Öffnungsgrad des Ventils und der daraus für das System resultierenden Einfederungsgeschwindigkeit abhängig. Das einströmende Öl besitzt eine kühlende Wirkung auf das Gas und verringert dadurch die potentielle Energie der Gasfeder. Dies führt zu einer variierenden stationären Ruhelage unter gleicher Last je nach Einstellung des Ventils. Dieser Effekt kann durch einen Trennkolben, der eine Vermischung von Öl und Gas verhindert, abgeschwächt werden [1]. Dabei muss gewährleistet sein, dass dieser sicher abgedichtet und möglichst reibungsarm eingebaut wird. Der konstruktiv höhere Aufwand und die damit verbundenen Kosten rechtfertigen den Einsatz eines Trennkolbens in den meisten Fällen nicht.

### 3 Ergebnisse

In der nachfolgenden Abb. 2a) zeigt sich lediglich eine geringe Änderung der Lastkurve unabhängig von der Position des Servomotors. Der Grund hierfür besteht in einem beschränkten Bauraum, sodass nur eine maximale Querschnittsfläche des Motorkolbens in Frage kommt. Durch

die Höhe des maximal auftretenden Drucks im System, kann, mit entsprechend eingerechneter Sicherheit, auf die benötigte Motorkraft geschlossen werden. Die Übersetzung der Gewindestange für den Linearantrieb muss mitberücksichtigt werden. Dies führt dazu, dass der Motor bei geringerer Last nur wenig Volumen verdrängt. Dementsprechend gering fallen die Änderungen des Innendrucks und des Gasvolumens aus. Die Dimensionierung des Motors ist zwar durch den gegebenen Bauraum begrenzt, jedoch erlaubt die Konstruktion eine ringförmige Anordnung von zwei weiteren Linearmotoren, sodass das verdrängte Volumen theoretisch verdreifacht werden könnte. Bei maximal auftretenden Lasten kann dies zu einem statischen Druckunterschied bis zu  $\sim 6$  bar bei einer durchschnittlichen Last von 500 kg führen. Der Motor muss vor der Landung entsprechend eingestellt werden, da eine aktive Verstellung während der Landung, aufgrund der begrenzten Hubgeschwindigkeit des Motors mit Gewindestange, nicht möglich ist. Im Gegensatz zur hydraulischen Kraft kann die statische Last aus dem geschätzten Startgewicht des Flugzeugs und dem Kraftstoffverbrauch während des Flugs ermittelt werden und erfordert deshalb keine Berechnungen in Echtzeit.

Im Vergleich zum Verhalten des rein passiven Dämpfers ist zu erkennen, dass über das Ventil die hydraulische Last deutlich reduziert werden kann. In der nachfolgenden Tab. 1 sind die berechneten Wirkungsgrade für alle gezeigten Konfigurationen in Abb. 2 aufgeführt. Die Konfiguration a) (Ventil: zu und Motor: Mitte) entspricht dem Verhalten des passiven Systems ohne mechatronische Teilsysteme



**Abbildung 2** a) Droptest Prüfstand der HEGGEMANN AG und b) Fahrwerk mit integrierten mechatronischen Dämpfer.

und dient als Bezugswert.

**Tabelle 1** Ermittelter Wirkungsgrad für die Kombinationen aus Teilsystem a) und b) wie in Abb. 3 gezeigt.

Ventil Position	Motor Position	Wirkungsgrad $\eta$
a) zu	mitte	0.669
b) mitte	mitte	0.698
c) auf	mitte	0.775
d) mitte	oben	0.698
e) mitte	unten	0.714

## 4 Zusammenfassung

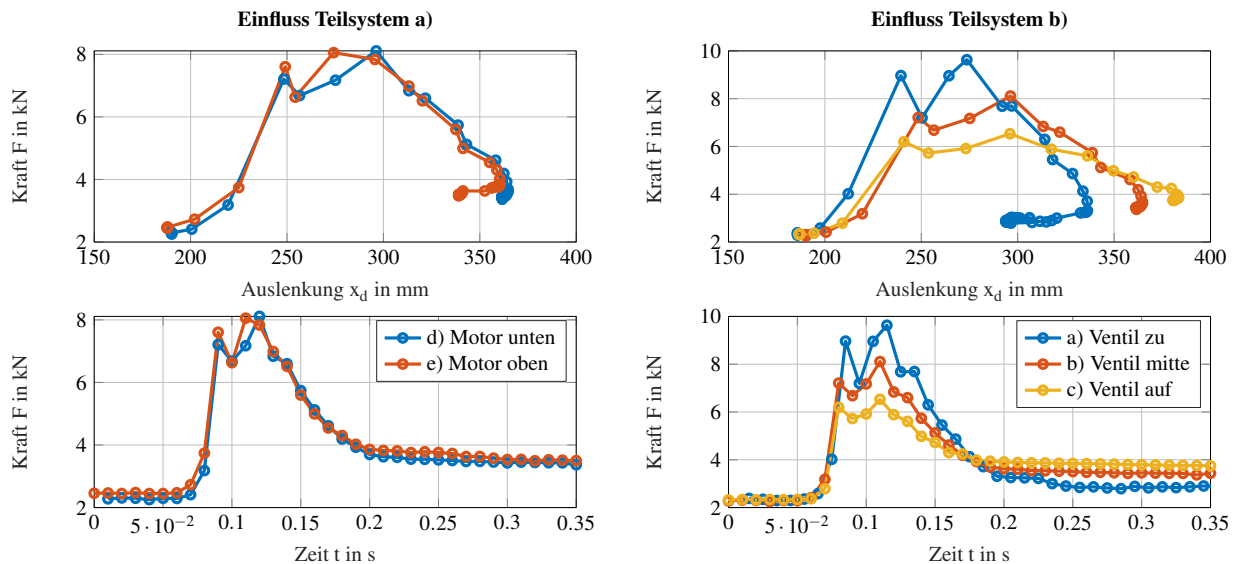
Im Gegensatz zum Servomotor ist eine aktive Verstellung des Ventils während der Landung von Vorteil, da ein optimaler Ventilöffnungsgrad von der Kenntnis der Einfederungsgeschwindigkeit während der Landung und der statischen Last abhängt und diese, in Abhängigkeit der Landesituation und dem Verhalten des Piloten, stark variiert und deshalb online geschätzt oder gemessen werden sollte. Tests am Modell zeigen, dass, bedingt durch die Trägheit des Ventils und der Berechnungszeit, eine aktive Verstellung des Ventils die hydraulische Kraft nicht schnell genug anpassen kann. Um dieses Problem zu beheben, wird derzeit ein Lösungsansatz verfolgt, der aus Sinkgeschwindigkeit und Vorschubgeschwindigkeit des Flugzeugs eine Voreinstellung des Ventils berechnet, wie in Abb. 3b) gezeigt

wird. Zwar wird durch diesen Ansatz kein ideales Dämpfungsverhalten erreicht, da die tatsächliche Einfederungsgeschwindigkeit von der geschätzten abweichen wird. Es wird jedoch erwartet, dass sich das Dämpfungsverhalten beim Landestoß im Vergleich zum rein passiven System deutlich verbessert.

Auch wenn die Last beim Landestoß durch das geöffnete Ventil deutlich reduziert werden kann, ist diese Dämpfung immer noch zu hart, wie die Kurven in Abb. 3b) (Ventil auf) zeigen. Der Kraftverlauf nähert sich immer mehr dem Idealzustand einer gleichmäßigen Entschleunigung, je weiter man das Ventil öffnet. Jedoch müsste der hydraulische Widerstand noch weiter reduziert werden. Dies ist nur durch eine größere passive Drosselöffnung oder einen größeren Stellbereich des Ventils möglich. Zudem muss berücksichtigt werden, dass für das Taxiing eine tendenziell härtere Dämpfung erforderlich ist, sodass die passive Drosselöffnung nicht zu groß dimensioniert werden sollte. Dieses Problem lässt sich konstruktiv durch eine größere Leitung im semi-aktiven Bypass mit zugleich größeren Stellbereich des Ventils realisieren. Es wäre auch denkbar, einen weiteren Bypass zu nutzen.

## 5 Literatur

- [1] Norman S. Currey. *Aircraft landing gear design: Principles and practices*. AIAA education series. American Institute of Aeronautics and Astronautics, Washington, DC, 4. print edition, 1988.



**Abbildung 3** Unter a) wird der Kraftverlauf beim Landestoß für zwei unterschiedliche Positionen des Servomotor bei halboffenen Ventil dargestellt. Unter b) wird der Kraftverlauf beim Landestoß für drei unterschiedliche Positionen des Ventils bei mittlerer Position des Servomotors dargestellt. Der Träger wird mit einer Fallmasse von  $m = 300\text{ kg}$  und einer Fallhöhe von  $h = 100\text{ mm}$  (entspricht einer Fallgeschwindigkeit des Trägers beim Aufprall von  $v \approx 1,5\text{ m/s}$ ) fallen gelassen.

- [2] Wolf Krüger. *Integrated Design Process for the Development of Semi-Active Landing Gears for Transport Aircraft*. Phd thesis, Universität Stuttgart, Stuttgart, 2000.
- [3] Charles D. Corsetti, James D. Dillow. A study of the practicability of active vibration isolation applied to aircraft during the taxi condition: Technical report affdltr-71-159. 1972.
- [4] William E. Howell, John R. McGehee, Robert H. Daugherty, and William A. Vogler. F-106b airplane active control landing gear drop test performance. 1990.
- [5] Milad Zarchi and Behrooz Attaran. Improved design of an active landing gear for a passenger aircraft using multi-objective optimization technique. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 59(5):1813–1833, 2019.
- [6] S. Sivakumar and A. P. Haran. Aircraft random vibration analysis using active landing gears. *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*, 34(3):307–322, 2015.
- [7] Ali Reza Toloei, Milad Zarchi, and Behrooz Attaran. Optimized fuzzy logic for nonlinear vibration control of aircraft semi-active shock absorber with input constraint. *International Journal of Engineering*, 29(9), 2016.
- [8] Ali Reza Toloei, Milad Zarchi, and Behrooz Attaran. Vibration control of aircraft semi-active suspension system using pid-bees technique. *International Journal of Computer Applications*, 99(10):14–21, 2014.
- [9] Rami Faraj, Cezary Graczykowski, and Jan Holnicki-Szulc. Adaptable pneumatic shock absorber. *Journal of Vibration and Control*, 25(3):711–721, 2019.
- [10] Dongsu Wu, Hongbin Gu, and Hui Liu. Ga-based model predictive control of semi-active landing gear. *Chinese Journal of Aeronautics*, 20(1):47–54, 2007.
- [11] Rami Faraj, Grzegorz Mikułowski, and Rafał Wiszowaty. Study on the state-dependent path-tracking for smart pneumatic shock-absorber. *Smart Materials and Structures*, 29(11):115008, 2020.
- [12] Felix Willich, Carsten Wolff, Andreas Sutorma, Uwe Jahn, Merlin Stampa. Model-based systems engineering of an active, oleo-pneumatic damper for a cs-23 general aviation aircraft landing gear: Dortmund, germany. *IEEE European Technology and Engineering Management Summit (E-TEMS)*, 2021.
- [13] European Aviation Safety Agency. European aviation safety agency certification specifications for normal, utility, aerobatic, and commuter category aeroplanes: Cs-23, 2012.
- [14] D. W. Young. Aircraft landing gears -the past, present and future: Proc. instn mech. engrs. *IMechE*, 1986.
- [15] S. Jenkins. Landing gear design and development: Tarporley, cheshire. *IMechE*, 1989.
- [16] Yong Wei Ding, Xiao Hui Wei, Hong Nie, and Yong Ping Li. Discharge coefficient calculation method of landing gear shock absorber and its influence on drop dynamics. *Journal of Vibroengineering*, 20(7):2550–2562, 2018.
- [17] Hongxing Gao, Maoru Chi, Liangcheng Dai, Jungang Yang, and Xiaozhi Zhou. Mathematical modelling and computational simulation of the hydraulic damper during the orifice-working stage for railway vehicles. *Mathematical Problems in Engineering*, 2020:1–23, 2020.



# Progressive Mechanismen für Seriell-Elastische Antriebe

## Progressive Mechanisms for Series Elastic Actuators

Dr. Eamon Barrett, Dr. Jörn Malzahn, Dr. Nikos Tsagarakis, Istituto Italiano di Tecnologia, Humanoids and Human Centered Mechatronics, 16163 Genua, Italien, {eamon.barrett, jorn.malzahn, nikos.tsagarakis}@iit.it

### Kurzfassung

Seriell-elastische Antriebe mit nachgiebigen Federn haben eine höhere Drehmomentauflösung und bessere Drehmomenttransparenz, als konventionelle steife Antriebe. Dies ermöglicht robotischen Systemen eine sanfte physische Interaktion mit ihrer Umgebung. Steife Antriebe hingegen begünstigen eine schnelle und kraftvolle Interaktion zwischen dem Roboter und der Umgebung. Passive nachgiebige Elemente mit progressiver Steifigkeitscharakteristik könnten den Antrieb bei niedrigen Interaktionsdrehmomenten nachgiebiger und bei höheren Lasten viel steifer machen und so die üblichen Konstruktionskonflikte von linearen seriell-elastischen Antrieben beheben. Die Herausforderung bei der Realisierung solcher progressiven elastischen Elemente besteht jedoch darin, die Antriebesbaugruppe kompakt und ihre Fertigungskomplexität gering zu halten. In diesem Beitrag werden zwei verschiedene Funktionsprinzipien vorgestellt, die ein solches passives elastisches Element ohne komplexe nichtlineare Übersetzungen realisieren. Die Mechanismen basieren auf einer inhärent progressiv variablen Zugfedergeometrie und variablen Aktivierung einer unterstützten Blattfeder. Die theoretische Analyse und die Funktionsprinzipien der Mechanismen werden anhand von experimentellen Ergebnissen an Prototypen erfolgreich demonstriert.

### Abstract

Softer series elastic actuators display higher torque resolution and better torque transparency, compared to conventional rigid actuators. This facilitates soft physical interaction of robots with their environment. Stiffer series elastic actuators favour fast, strong and powerful physical interaction between the robot and the environment. Passive compliant elements with progressive stiffness characteristic could render the actuator inherently soft at low interaction torque levels and much stiffer at higher interaction torque levels, remedying common design trade-offs of linear series elastic actuators. This article presents two different mechanism designs that realise such a passive elastic element without complex nonlinear transmissions. The mechanisms are based on an inherently progressive variable tension spring geometry, and a progressively variable activation of a supported leaf spring. The theoretical analysis and working principles of the mechanisms are successfully demonstrated through experimental results obtained on prototypes.

## 1 Einleitung

Seriell-elastische Antriebe (SEA) [1] haben seit ihrer Einführung die Fähigkeiten und Leistung von robotischen Manipulatoren, haptischen und Rehabilitation-Geräten, Orthesen und Prothesen durch eine sichere und hochpräzise Kraftregelung mit niedriger mechanischer Impedanz entscheidend erweitern können [2]. Die mechanische Entkopplung von Last und Antrieb erhöht die Widerstandsfähigkeit und Transparenz des Systems; gleichzeitig verbessern die elastischen Elemente die Energieeffizienz und Spitzenleistung. Bei der Wahl der Steifigkeit muss jedoch eine Abwägung stattfinden [3]. Nachgiebigere Federn weisen eine genauere Kraftmessung und höhere Transparenz auf und eignen sich für sanfte physische Interaktion zwischen Robotern und ihrer Umgebung. Steifere Federn hingegen ermöglichen schnellere und kraftvollere physische Interaktion mit einer höheren Regelungsbandbreite. SEA mit einer progressiven mechanischen Steifigkeit können dieses Dilemma lösen. Sie sind inhärent nachgiebig mit hoher Transparenz und Kraftauflösung im niedrigen Lastbereich und ermöglichen Applikationen mit hoher Kraft sowie Bandbreite im hohen Lastbereich [4]. Die meisten Antriebe die gezielt progressive elastische Elementen nutzen

sind Aktuatoren mit variabler Steifigkeit [5] und basieren auf voluminösen nicht-linearen Übersetzungen oder nicht-Hookeschen Federmaterialien mit unerwünschten Hysterese Eigenschaften. Die Herausforderung beim Bau leistungsfähiger robotischer Antriebe mit progressiven mechanischen Federn besteht darin, den elastischen Mechanismus so zu gestalten, dass er die Kompaktheit und Komplexität des Aktuators nicht nachteilig beeinträchtigt. Dieser Beitrag präsentiert zwei verschiedene kompakte Mechanismen für SEA ohne komplexe Übersetzungen oder nicht-lineare Federmaterialien, die auf einer inhärenten variablen Zugfedergeometrie und variablen Aktivierung von Biegefedern basieren.

Der erste Mechanismus [6] basiert auf einer Anzahl radial angeordneter Zugfedern, die zwischen Eingangs- und Ausgangswelle befestigt sind. Die progressive Charakteristik dieses Mechanismus beruht auf zwei Effekten. Zum einen ist die Streckung der Feder nicht-linear und die Streckungsrate nimmt mit größerer Auslenkungen stark zu, wodurch die Zunahme der Federkraft progressiv wird. Zum anderen trägt auch die Ausrichtung der inneren Kräfte zur progressiven Steifigkeit bei. Wenn der Mechanismus nicht ausgelenkt ist, weist die Federkraft ins Zentrum des Mechanismus, während bei größerer Auslenkung die tangentielle

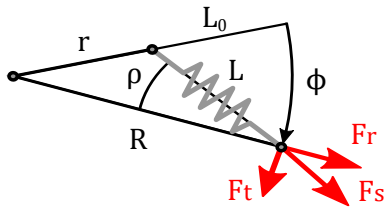
Kraftkomponente zu einem progressiven Abtriebsdrehmoment führt.

Der zweite Mechanismus [7] basiert auf einer ebenfalls radial orientierten Blattfeder, die bei hinreichender Auslenkung des Mechanismus in Kontakt mit einem Stützprofil tritt. Dieser Kontaktpunkt wälzt bei steigender Last das Profil entlang, und verkürzt so die freie Länge der Blattfeder. Da die Steifigkeit einer solchen Feder umgekehrt proportional zur dritten Potenz der freien Länge ist, weist auch dieser Mechanismus eine progressive Steifigkeit auf.

Die Funktionsprinzipien und Konstruktionsparameter beider Mechanismen werden in diesem Beitrag eingehend untersucht und durch Experimenten an Prototypen erfolgreich bestätigt.

## 2 Variable Geometrie

Die Funktionsweise des ersten Mechanismus beruht auf einer nicht-linearen Abhängigkeit der Federkraft und deren Wirkrichtung aufgrund der variablen Geometrie während der Auslenkung des Mechanismus. Eine radiale Feder verbindet die Eingangswelle mit der Nabe, oder Ausgangswelle, (siehe Bild 1). Der Mechanismus kann aus mehrerer solcher paralleler Federn aufgebaut sein um die Energieaufnahme und Steifigkeit zu erhöhen und interne Federkräfte zu kompensieren.



**Abbildung 1** Die Endpunkte einer in Ruhestellung radial ausgerichteten Feder der Länge  $L$  bilden ein Dreieck mit dem Mittelpunkt der Rotation  $\phi$ . Das innere Ende der Feder ist am Radius  $r$  befestigt, das äußere am Radius  $R$ . Die tangentielle Kraft  $F_t$ , die das Drehmoment generiert, hängt von der Federkraft  $F_s$  und dem Winkel  $\rho$  ab.

Die Federkraft ergibt sich aus der Federkonstante  $k$  und Streckung  $L - L_0$  als  $F_s = k(L - L_0)$ , das Drehmoment  $T$  resultiert aus der tangentiellen Komponente  $F_t = \sin \rho \cdot F_s$  der Federkraft  $F_s$ :

$$T = R \cdot F_t = Rk(L - L_0) \sin \rho$$

Durch  $\sin \rho = \sin \phi \frac{r}{L}$  erhalten wir

$$T = rRk \left(1 - \frac{L_0}{L}\right) \sin \phi$$

und definieren die Designparameter  $\lambda$  als Verhältniss der Radien  $r$  und  $R$  und  $\zeta$  als die Vorspannung der Feder:

$$\lambda = \frac{r}{R}, \quad \zeta = \frac{R - r - L_0}{R - r} \quad (1)$$

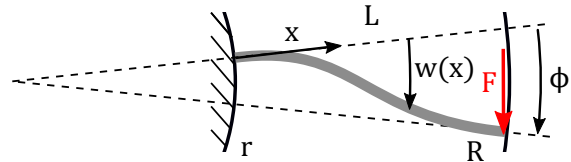
und schreiben das Drehmoment  $T(\phi)$  als:

$$T(\phi) = \lambda R^2 k \left(1 - \frac{(1 - \zeta)(1 - \lambda)}{\sqrt{\lambda^2 - 2\lambda \cos \phi + 1}}\right) \sin \phi. \quad (2)$$

Es ist zu erkennen dass die Parameter  $\lambda$  und  $\zeta$ , neben der Auslenkung  $\phi$ , einen entscheidenden Einfluss auch die Drehmomentcharakteristik haben. Bei kleinen  $\lambda$  wird die Feder bei einer gegebenen Auslenkung nur geringfügig gestreckt, und auch die tangentielle Kraftkomponente ist kleiner, was zu einer progressiveren Charakteristik bei kleinerem Drehmoment führt. Bei großen  $\lambda \rightarrow 1$  hingegen, nähert sich der Mechanismus gewöhnlichen tangentiellen Federn an und verliert zunehmend seine progressive Kennlinie. Eine größere Federvorspannung  $\zeta$  führt zu einer höheren Ausgangssteifheit, die jedoch weniger stark zunimmt, da der progressive Effekt der nicht-linearen Federlängung einen relativ kleineren Beitrag zur Federkraft leistet.

### 2.1 Biegefeder-basierte Realisierung

Obwohl die Funktionsweise des Mechanismus auf radialen Zugfedern beruht, kann er auch aus Biegefedern aufgebaut sein. Dies mag kontraintuitiv erscheinen, ist für kleine Verformungen jedoch eine interessante Möglichkeit um präzise monolitische Federn herzustellen.



**Abbildung 2** Eine Biegefeder der Länge  $L = R - r$  verbindet die Welle ( $r$ ) mit der Nabe ( $R$ ). Die Kraft  $F$  an der Nabe verursacht die tangentielle Auslenkung  $w(x)$ , Verdrehung  $\phi$  und Drehmoment  $T = \phi k R$ .

Die Biegefedern sind wie in Bild 2 beidseitig fest eingespannt und somit statisch überbestimmt. Sie wirken in tangentieller Richtung als Biegefedern und in axialer Richtung als Zugfedern. Durch die kleineren Verformungen bei den Biegefedern ist das Verhalten des Mechanismus durch die Superposition der Biegung und Streckung der Federn zu beschreiben. Mit den Randbedingungen

$$\begin{aligned} w(0) &= 0, & w(L) &= \sin(\phi) R \approx \phi R, \\ w'(0) &= 0, & w'(L) &= \phi \end{aligned} \quad (3)$$

erhält man das durch die Verbiegung generierte Drehmoment

$$T_{bend}(\phi) = \frac{6EI}{R(1 - \lambda)^2} \phi. \quad (4)$$

Ohne Vorspannung der Biegefedern entfällt  $\zeta = 0$ , und Formel (2) lässt sich durch Taylorentwicklung weiter vereinfachen [8] zu:

$$T_{stretch}(\phi) = \frac{\lambda^2 REA}{2(1 - \lambda)^3} \phi^3 \quad (5)$$

mit der axialen Steifheit  $k = \frac{EA}{L} = \frac{EA}{(1 - \lambda)R}$ . Das kombinierte Drehmoment ergibt sich aus Superposition:

$$T(\phi) = \frac{6EI}{R(1 - \lambda)^2} \phi + \frac{\lambda^2 REA}{2(1 - \lambda)^3} \phi^3. \quad (6)$$

Der Mechanismus lässt sich somit als Duffing Feder mit linearem und kubischem Anteil beschreiben. Neben dem Parameter  $\lambda$ , spielt die Geometrie der Biegefeder hierbei eine entscheidende Rolle, indem das Flächenträgheitsmoment  $I$  die Biegesteifheit bestimmt, während die Zugsteifheit durch die Querschnittsfläche  $A$  bestimmt wird. Selbst bei den hier gegebenen Randbedingungen wird die nicht-lineare Streckung bei makroskopischen Biegefedern meist durch die lineare Biegung dominiert, sodass die Federn sorgfältig ausgelgt und hinreichend dünn sein müssen.

## 2.2 Prototypenerstellung

Um das Funktionsprinzip des Mechanismus zu demonstrieren, wurden zwei verschiedene Demonstratoren für die Zug- und Biegefeder-basierten Konzepte mit 3D gedruckten ABS Kunststoffkomponenten realisiert (siehe Bild 5).



**Abbildung 3** Prototypen des ersten Mechanismus in denen die Federn als Biegefedern (links) und Spiralfedern realisiert sind.

Der Zugfeder-basierte Entwurf lässt sich unkompliziert mit Federstahl Spiralzugfedern umsetzen. Die Federn werden direkt an ihren Ösen zwischen Zylinderstiften an den inneren und äußeren Ringen des Mechanismus gespannt. Indem Stifte mit verschiedenen Durchmessern eingesetzt werden können, kann die Vorspannung der Federn angepasst werden.

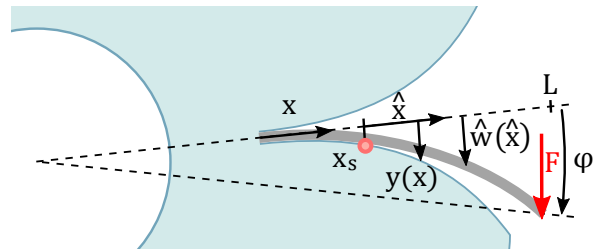
Der Biegefeder-basierte Entwurf lässt sich als ein einzelnes monolithisches Teil realisieren, indem die Biegefedern aus dem selben Material gefertigt werden wie die inneren und äußeren Ringe des Mechanismus, was vorteilhaft für Fertigung und Montage sein kann, sowie eine höhere Präzision, geringeres Gewicht, Spiel- und Reibungsfreiheit ermöglicht. Es wurden zwei Versionen des Demonstrators mit unterschiedlicher Federstärke hergestellt.

## 3 Variable Aktivierung

Die Funktionsweise des zweiten Mechanismus beruht auf der variablen Aktivierung von radialen Biegefedern. Die Steifheit des Mechanismus wird reguliert durch die variable freie Länge der Federn, sodass nur ein bestimmter lastabhängiger Anteil der Federn zur Nachgiebigkeit des Mechanismus beiträgt.

Abbildung 5 zeigt den Aufbau einer der radialen Biegefeder des Mechanismus, in dem der einseitig eingespannte Balken am freien Ende mit der Kraft  $F$  belastet wird.

Das Biegemoment im Balken  $M(x) = (L - x)F$  geht einher



**Abbildung 4** Ein bei  $x = 0$  einseitig eingespannter Balken wird durch die Kraft  $F$  ausgelenkt und rollt dabei auf dem Stützprofil  $y(x)$  ab. Der Stützpunkt  $x_s$  teilt den Balken dabei in ein fixiertes, und ein freies Segment ein, dessen Durchbiegung mit  $\hat{w}(\hat{x})$  beschrieben wird. Die Verkürzung der freien Balkenlänge erhöht dabei die Steifheit des Mechanismus.

mit der Krümmung

$$\kappa(x) = \frac{M}{EI} = \frac{(L-x)F}{EI} \approx w''(x) \quad (7)$$

Mit den Randbedingungen  $w(0) = w'(0) = 0$  ergibt die zweifache Integration der Krümmung die Biegelinie

$$w(x) = \left( \frac{x^2}{2}L - \frac{x^3}{6} \right) \frac{F}{EI}$$

Und die daraus resultierende Steifheit

$$k = \frac{F}{w(x=L)} = 3 \frac{EI}{L^3} \quad (8)$$

Aus Gleichung 8 geht hervor dass die Steifheit  $k$  des Mechanismus umgekehrt proportional zur dritten Macht der Länge  $L$  der Biegefeder ist. Dies bedeutet dass die Variation der freien Länge ein vielversprechender Ansatz ist um eine progressive Federkennlinie zu erzeugen.

## 3.1 Kontakt mit Stützprofilen

Der präsentierte Mechanismus erreicht eine passive lastabhängige Verkürzung der freien Federlänge durch Stützprofile auf beiden Seiten der Biegefeder. Während der Balken ausgelenkt wird, wird er auf eines dieser Stützprofile gedrückt und rollt sich mit zunehmender Last darauf ab. Der Balken wird dabei am Stützpunkt  $x_s$  in einen abgestützten und ein freies Segment geteilt, die getrennt zu betrachten sind.

Die Auslenkung, Steigung, und Krümmung des abgestützten Balkensegments werden durch die Form des Stützprofils bestimmt. Insbesondere gilt im Stützpunkt  $x_s$

$$w(x_s) = y(x_s), \quad w'(x_s) = y'(x_s), \quad w''(x_s) = y''(x_s) \quad (9)$$

Erst ab dem Übergang bei  $x_s$  trägt das freie Segment des Balkens wieder die Last  $F$ , und in diesem Punkt stimmt die Krümmung aufgrund der Last mit der Krümmung des Stützprofils überein:

$$(L - x_s)F - EI\kappa_s(x) = 0$$

Mit den Randbedingungen aus Gleichung 9 und der neuen Koordinate  $\hat{x}$  ab dem Stützpunkt  $x_s$ , mit  $0 \leq \hat{x} \leq L - x_s$ , lässt sich nun die Biegelinie  $\hat{w}$  für das freie Ende des Balkens

ausdrücken

$$\hat{w}(x) = \left( \frac{\hat{x}^2}{2} L - \frac{\hat{x}^3}{6} \right) \frac{F}{EI} + y'(x_s) \hat{x} + y(x_s)$$

### 3.2 Hyper-Klothoide Stützprofile

Eine besondere Gruppe von Stützprofilen wird durch Hyper-Klothoide Kurven beschrieben. Diese sind Spiralen deren Krümmung  $\kappa_s$  stetig mit der Bogenlänge  $l$  zunimmt, gemäss

$$\kappa_c = \kappa_{max} \frac{l^n}{L^n}$$

Der Parameter  $n$  bestimmt dabei die Entwicklung der Krümmung der Stützprofile, die stetig von Null bis  $\kappa_{max}$  zunimmt über  $0 \leq l \leq L$ . Zwei spezielle Fälle wurden hierbei genauer untersucht, der Kreis mit  $n = 0$ , und die Klothoide mit  $n = 1$ .

Ein kreisförmiges Stützprofil hat eine konstante Krümmung  $\kappa_s = 1/r$ . Dies führt bei vollständigem Abrollen des Balkens auf das Profil zu einer ebenfalls konstanten Krümmung der Biegefeder. Entsprechend kann die Krümmung so gewählt werden, dass der Balken durchgehend beansprucht wird, und so ein maximaler Formnutzungsgrad erreicht wird. Andererseits weist ein Mechanismus mit Kreisprofil eine linear Kennlinie auf bis die Biegefeder weit genug gekrümmt wird um auf das Profil abzorollen und die Steifheit zunimmt.

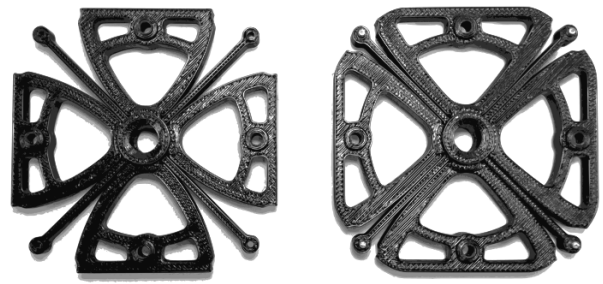
Die Kennlinie eines klothoiden Stützprofils weist kein lineares Regime auf, da die initiale Krümmung  $\kappa_s(x = l = 0) = 0$  Null ist. Die Klothoide weist somit eine progressivere Federkennlinie auf, bei geringerer Arbeitsaufnahmefähigkeit als das optimale Kreisprofil.

### 3.3 Prototypenerstellung

Wie beim ersten Mechanismus, wurden die Prototypen als 3D gedruckte Demonstratoren ausgeführt, mit je einer Realisierung der kreisförmigen und klothoiden Stützprofile (siehe Abbildung 5). Die Biegefedern und Stützprofile wurden monolithisch aus einem Stück gefertigt. Um die korrekten Randbedingungen am freien Balkenende umzusetzen, wurde Roberts Gestänge als monolithischer nachgiebiger Geradeführungsmechanismus realisiert, sodass die Balkenenden radial frei und tangentiell fest mit dem Abtrieb verbunden sind.

## 4 Experimentelle Ergebnisse

Um die progressiven Eigenschaften der Federmechanismen zu demonstrieren und die analytischen und numerischen Ergebnisse zu verifizieren wurden die Drehmoment-Auslenkungscharakteristiken der Prototypen experimentell bestimmt. Dabei wurden die Prototypen zwischen einem Alberobotics Lemon Actuator [9] und einem fixiertem Ablerobotics FT-45 Drehmomentsensor [10] montiert. Der Aktuator hat die Eingangsseiten der nachgiebigen Mechanismen sinus-förmig ausgelenkt, während die Ausgangsseiten durch den Drehmomentsensor blockiert waren. Dabei wurde die Verformung durch den Motorencoder und das Drehmoment durch den Drehmomentsensor gemessen, wor-

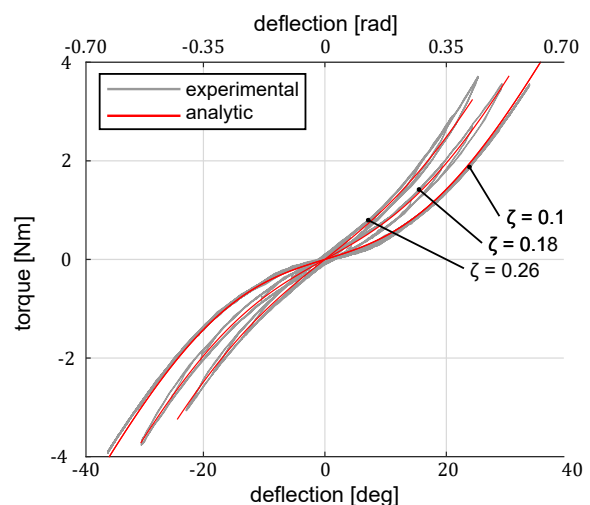


**Abbildung 5** Prototypen des zweiten Mechanismus in denen die Biegefedern auf kreisförmige (links) und klothoide (rechts) Stützprofile abrollen. Nicht zu sehen ist der Geradeführungsmechanismus, der die freien Balkenenden führt und mit dem Abtrieb verbindet.

aus die Drehmoment-Auslenkungscharakteristik bestimmt wurde.

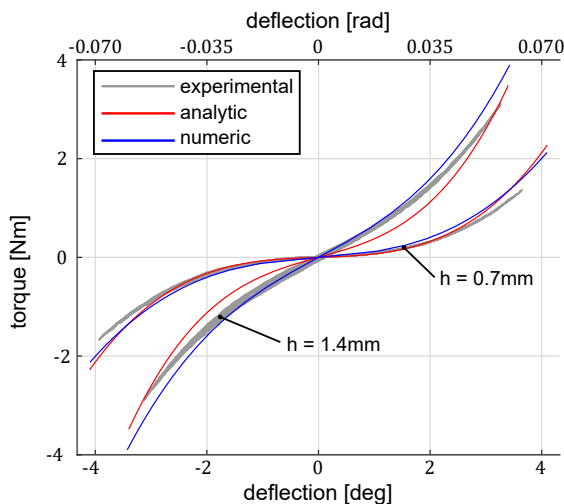
### 4.1 Variable Geometrie

Das Drehwinkel/Drehmoment-Diagramm in Abbildung 6 zeigt die progressiven Federkennlinien des Zugfederbasierten Mechanismus. Die Untersuchung der Federn mit drei verschiedenen Vorspannungen bestätigte die erwartete Abhängigkeit der Drehmomentcharakteristik von der Federvorspannung und zeigt eine klare Zunahme der Steifheit bei höherer Last.



**Abbildung 6** Drehmoment-Auslenkungscharakteristik des Zugfederbasierten Mechanismus: experimentell (grau), und analytische (rot) Charakteristik. Drei unterschiedliche Federvorspannungen von 1, 3, und 5 mm wurden untersucht, wobei progressivere Charakteristiken bei mehr Vorspannung beobachtet wurden.

Die Ergebnisse der Biegefeder-basierten Implementierung in Abbildung 7 zeigt den Einfluss der Stärke der Federn auf die Kennlinie. In der dünnen Feder überwiegt deutlich die progressive Charakteristik der Zugsteifheit, während die dickere Feder insgesamt steifer ist, die Steifheit unter Last jedoch kaum zunimmt.



**Abbildung 7** Drehmoment-Auslenkungscharakteristik des Biegefeder-basierten Mechanismus: experimentell (grau), analytisch (rot), und numerische (blau) Charakteristik. Zwei unterschiedliche Prototypen mit 0.7 mm und 1.4 mm starken Federn wurden untersucht.

## 4.2 Variable Aktivierung

Abbildung 8 zeigt das Drehwinkel/Drehmoment-Diagramm des Biegefeder-Mechanismus dessen freie Federlänge durch abrollen auf ein kreisförmiges Stützprofil variiert wird. Wie erwartet weist die Charakteristik ein großes lineares Regime auf, in dem der Balken noch keinen Kontakt mit dem Stützprofil hat. Erst nahe der maximalen Auslenkung nimmt die Steifheit schnell zu.

## 4.3 Diskussion

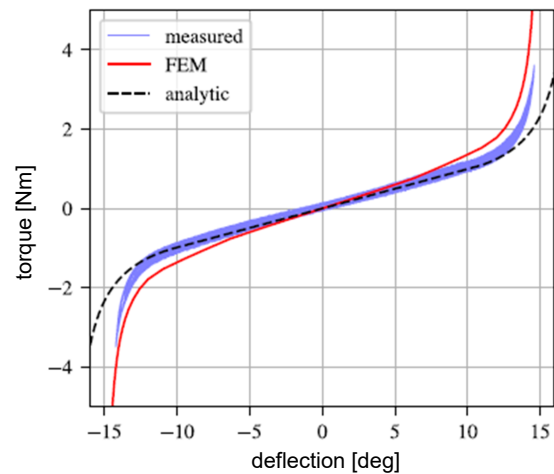
Die experimentellen Ergebnisse aller charakterisierten Mechanismen stimmen gut mit den analytischen und numerischen Lösungen überein und bestätigen somit die Funktionsprinzipien der Mechanismen.

Obwohl es sich um einfach gefertigte Demonstratoren aus dem schnellen Prototypenbau handelt, konnten die klaren Messergebnisse die theoretischen Analysen und die Funktionsfähigkeit der entwickelten Konzepte untermauern.

## 5 Zusammenfassung

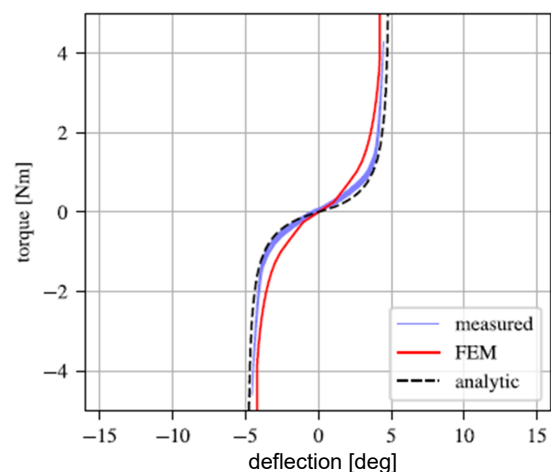
Progressive seriell-elastische Antriebe haben das Potential den Konflikt zwischen hoher Mechanischer Kraft und Leistung, sowie hohen Regelungsbandbreiten von steifen Antrieben auf der einen Seite, und präziser Kraftregelung und erhöhter Sicherheit durch inhärente Entkoppelung von trägen Massen von nachgiebigen Antrieben auf der anderen Seite, aufzulösen. Viele bisherige Mechanismen für progressive Federelemente sind für den Einsatz als robotische Antriebe jedoch wenig geeignet, da sie zu schwer oder voluminös sind, und ihre zusätzliche Masse und Komplexität nicht rechtfertigen können.

Dieser Beitrag präsentiert zwei neue Konzepte für progressive seriell-elastische Mechanismen die auf einer variablen Federgeometrie oder einer variablen Federaktivierung be-



**Abbildung 8** Experimentelle Drehmoment-Auslenkungscharakteristik der Biegefedern mit kreisförmigen Unterstützungsprofil

Die Charakteristik des klothoiden Stützprofil in Abbildung 9 hingegen, zeigt direkt eine zunehmende Steifheit. Während das Drehmoment deutlich progressiv ist, ist die Auslenkung und somit die Arbeitsaufnahme aufgrund der geringeren Formnutzung kleiner.



**Abbildung 9** Experimentelle Drehmoment-Auslenkungscharakteristik der Biegefedern mit klothoidem Unterstützungsprofil



ruhen, und ohne zusätzliche Komponenten oder Mechanismen auskommen. Die Funktionalität dieser Mechanismen, und die theoretische Analyse ihrer Eigenschaften, wurde experimentell durch mehrere Konzept-Prototypen bestätigt.

Als nächster Schritt in der Entwicklung dieser Mechanismen sind weitere Prototypen aus hochwertigen Federmaterialien geplant, die in seriell-elastische Antriebsmodule integriert werden können, und dort neben ihren mechanischen Eigenschaften, auch ihre Eignung in fortschrittlichen regelungstechnischen und robotischen Anwendungen beweisen können.

sensors-datasheet.pdf, Januar 2022.

## 6 Literatur

- [1] Pratt, G. A.; Williamson, M. M.: *Series elastic actuators*. In: Proceedings 1995 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems. Human Robot Interaction and Cooperative Robots, vol. 1, Aug 1995, pp. 399–406.
- [2] Paine, N.; Oh, S. M.; Sentis, L.: *Design and control considerations for high-performance series elastic actuators*. In: IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, vol. 19, pp. 1080–1091, 2014.
- [3] Roozing, W.; Malzahn, J.; Kashiri, N.; Caldwell D. G.; Tsagarakis, N.: *On the stiffness selection for torque-controlled series elastic actuators*. In: IEEE Robotics and Automation Letters, vol. 2, no. 4, pp. 2255–2262, Oct 2017.
- [4] Malzahn, J.; Kashiri, N.; Roozing, W.; Tsagarakis, N.; Caldwell, D.: *What is the torque bandwidth of this actuator?*. In: 2017 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS), 2017, pp. 4762–4768, doi: 10.1109/IROS.2017.8206351.
- [5] Vanderborght, B.; Albu-Schäffer, A.; Bicchi, A.; Burdet, E.; Caldwell D. G.; et al.: *Variable impedance actuators: A review*. In: Robotics and autonomous systems, vol. 61, no. 12, pp. 1601–1614, 2013.
- [6] Barrett, E.; Malzahn, J.; Tsagarakis, N.: *A Compliant Mechanism with Progressive Stiffness for Robotic Actuation*. In: 2021 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics (AIM), 2021, pp. 774–780, doi: 10.1109/AIM46487.2021.9517542.
- [7] Malzahn, J.; Barrett, E.; Tsagarakis, N.: *A Rolling Flexure Mechanism for Progressive Stiffness Actuators*. In: 2019 International Conference on Robotics and Automation (ICRA), 2019, pp. 8415–8421, doi: 10.1109/ICRA.2019.8794004.
- [8] Senturia, S. D.: *Microsystem Design*. Springer Science & Business Media, 2007.
- [9] Alberobotics: *Actuator datasheet*. <https://alberobotics.it/images/datasheets/alberobotics-actuators-datasheet.pdf>, Januar 2022.
- [10] Alberobotics: *6-axis force torque sensors*. <https://alberobotics.it/images/datasheets/alberobotics->

# **Dynamisierung des Robotereinsatzes bei Reinigungs- und Trennprozessen mittels 3D-Bauteilerfassung**

## **Dynamization of Robot Applications in Cleaning and Cutting Processes using 3D-Component Recognition**

Christian Demming M.Eng., christian.demming@w-hs.de, René Horstmann M.Eng., rene.horstmann@w-hs.de, Prof. Dr. Antonio Nisch, antonio.nisch@w-hs.de, Prof. Dr.-Ing. Michael Bühren, michael.buehren@w-hs.de, Westfälische Hochschule Abt. Bocholt, Mechatronik Institut Bocholt, 46397 Bocholt, Deutschland  
Dipl.-Ing. Ulrich Grunewald, u.grunewald@grunewald.de, Grunewald GmbH & Co. KG, 46395 Bocholt, Deutschland  
Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Dieter Schramm, dieter.schramm@uni-due.de, Universität Duisburg-Essen, Lehrstuhl für Mechatronik, 47057 Duisburg, Deutschland

### **Kurzfassung**

Der Einsatz von Robotern bei der automatisierten Bearbeitung von Bauteilen mit vollständig oder teilweise unbekannter Kontur verlangt nach neuen Methoden der Online-Roboterbahnplanung basierend auf einer 3D-Bauteilerfassung. Erste vielversprechende Ansätze konnten bereits bei der Anwendung in der vollautomatisierten Hochdruckreinigung regelloser, stetig wechselnder, unbekannter Bauteile mittels konventioneller Industrieroboter gezeigt werden [4]. Die Weiterentwicklung der Reinigungsbahnplanung und die damit verbundene weitergehende Leistungssteigerung zeigt der vorliegende Beitrag. Des Weiteren erforscht das Mechatronik Institut Bocholt (MIB) in einem aktuellen Forschungsprojekt mit einem Industriepartner aus der Kleinserien-Aluminiumgussfertigung den dynamischen Robotereinsatz bei der Nachbearbeitung von Gussteilen. Bei diesen müssen bisher die durch den Gießprozess resultierenden zusätzlichen Strukturen wie Anguss-systeme, Speiser und Grate mit hohem Personaleinsatz unter ergonomisch ungünstigen Bedingungen manuell vom Gussteil abgetrennt werden. Die Zielkontur des fertigen Bauteils sowie die Orte der genannten Zusatzstrukturen sind hier im Vorfeld bekannt, jedoch stellen der teilweise erhebliche Verzug der Gussteile sowie die in gewissen Bereichen regellose Ausbildung der zu entfernenden Zusatzstrukturen erhebliche Herausforderungen für den Automatisierungsprozess dar. Die 3D-Bauteilerfassung und eine darauf basierende simulationsgestützte Online-Roboterbahnplanung werden in dem vorliegenden Beitrag anhand praxisrelevanter Anwendungsfälle weitergeführt.

### **Abstract**

The use of robots in the automated processing of components with completely or partially unknown contours requires new methods of online robot path planning based on 3D-component recognition. The first promising approaches could already be shown in the application of the fully automated high-pressure cleaning of undefined, permanently changing, unknown components [4] by using conventional industrial robots. The present article shows the further development of cleaning path planning and its related performance increase. Furthermore, the Mechatronik Institut Bocholt (MIB) has been researching the dynamic use of robots in the post processing of cast parts in a current research project with an industrial partner from a small series aluminum casting production. At these times, the additional structures required by the casting process, such as gating systems, risers and burrs, have to be manually separated from the cast part under ergonomically unfavorable conditions with a high level of manpower. The target contour of the manufactured component and the locations of the additional structures mentioned are known in advance, but the partial deformation of the cast parts and the irregular formation of the additional structures which have to be removed poses a challenge for the automation process. The 3D-component recognition and the online robot path planning based on it are illustrated in this article by practice relevant use cases.

## **1 Einleitung**

Industrieroboter werden zahlreich in verschiedenen Automatisierungsprozessen eingesetzt. Ihre wiederholgenauen Tätigkeiten bei immer gleichbleibenden Bauteilen können sie ununterbrochen durchführen. Mitarbeiter werden so von lästigen, monotonen und körperlich anstrengenden Produktionsabläufen befreit und können, insbesondere in Zeiten von Fachkräftemangel, anspruchsvollere Tätigkeiten übernehmen. Durch ihre hohe Wiederholgenauigkeit können Industrieroboter im Vergleich zum Menschen darüber hinaus sicher reproduzierbare Prozesse gewährleisten. Hohe Produktion und Produktqualität sind daher heute in vielen Industriebereichen ohne Roboter nicht mehr denkbar. Bei gleichbleibenden Bewegungsabläufen und großen

Losgrößen bleibt der Programmieraufwand der Roboter gut beherrschbar. Der dynamische Einsatz von Industrierobotern bei ständig wechselnden Bauteilen und die damit einhergehende Umprogrammierung der Bewegungsabläufe bewirkt, dass die Programmierkosten die Maschinenkosten übersteigen und so den wirtschaftlichen Betrieb der Anlage gefährden. Daher ist es von großem Interesse, die Roboterprogrammierung mithilfe zusätzlicher Sensoren weitestgehend zu automatisieren [7].

Im Zuge eines Forschungsprojekts wurde eine Online-Bahnplanung für die Hochdruckreinigung unbekannter Bauteile entwickelt. Dabei handelt es sich um gering kontaminierte Bauteile (von max. 1 m<sup>3</sup> Volumen), die aktuell noch aufwendig manuell gereinigt werden. Die vollautomatische Reinigung durch einen Roboter würde den Prozess sicherer und leistungsstärker machen und damit die

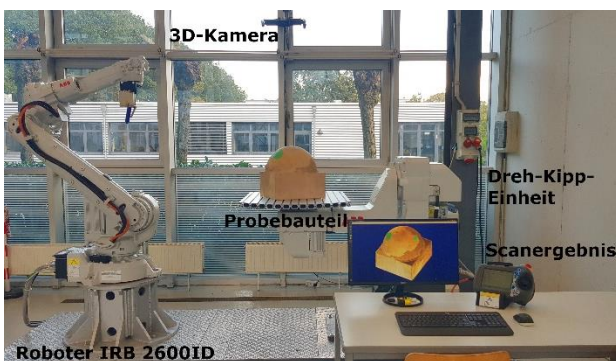
Gefährdung von Bedienpersonal vermeiden. Nach bisherigem Stand der Technik müssen dafür die Bewegungsabläufe aufgrund der sich ständig wechselnden Bauteile immer wieder neu programmiert werden. Erste erfolgreiche Lösungsansätze der automatisierten Hochdruckreinigung konnten bereits gezeigt werden [4]. Der Reinigungsprozess wurde unter Laborbedingungen validiert, da die Gegebenheiten der Hochschule keine reale Hochdruckreinigung ermöglichen.

In dieser Arbeit wird auf die Weiterentwicklung der Reinigungsmethoden eingegangen. Neben der Realisierung eines automatischen Reinigungsprozesses wird in einem vom BMWi (ZIM) geförderten Forschungsprojekt des MIB der dynamische Roboterereinsatz bei der Nachbearbeitung von Aluminium-Gussteilen untersucht. In Kooperation mit dem Projektpartner Grunewald GmbH & Co. KG wird die automatisierte Trennung von Zusatzstrukturen wie Speiser, Angussysteme und Grate, die im Gießprozess entstehen, entwickelt. Bei diesem Prozess kann auf bestehende CAD-Daten der Bauteile zurückgegriffen werden, jedoch können die Bauteile sowie die Zusatzstrukturen durch Verzug teilweise erheblich von dem Idealteil abweichen. Dazu ändern sich die Gegebenheiten wie Bauteilposition und -spannung ständig bei der Kleinserienproduktion. In beiden Bearbeitungsprozessen – der Reinigung unbekannter Bauteile sowie der Nachbearbeitung von Gussteilen – ist es zunächst notwendig, die realen Bauteile digital zu erfassen. Im zweiten Schritt geht es um die Prozessbahnplanung auf bzw. an dem Bauteil. Anschließend gilt es, Roboterbahnen zu generieren, die diese Prozessbahnen kollisionsfrei anfahren.

Das vorgestellte Verfahren der automatisierten Bahnplanung kann auf weitere Bearbeitungsprozesse übertragen werden und somit deren Sicherheit und Wirtschaftlichkeit steigern.

## 2 3D-Bauteilerfassung

Für die 3D-Bauteilerfassung wurde am MIB eine Roboterzelle aufgebaut (siehe **Bild 1**). Diese besteht aus einem 6-Achs-Knickarmroboter des Herstellers ABB (IRB 2600ID) mit einer zusätzlichen Dreh-Kipp-Einheit. Für die 3D-Datenaufnahme wurden verschiedene Kamerasysteme analysiert und bewertet. Dabei spielte die hinreichende Genauigkeit sowie die Geschwindigkeit der Datenaufnahme die größte Rolle, um die Dauer des Scanvorgangs im Gesamtprozess so gering wie möglich zu halten. Die Wahl fiel auf ein Stereoskopie-Kamerasystem mit einer Auflösung von 5 MP.



**Bild 1** Roboterzelle der Westfälischen Hochschule

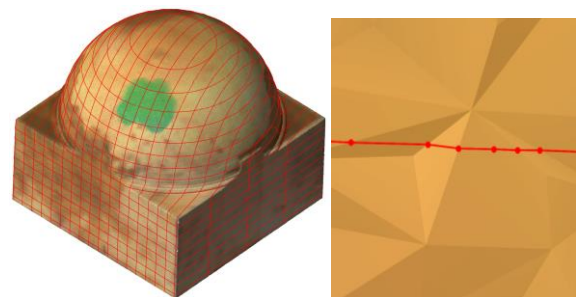
In dieser Zelle erfolgt die Bauteilerfassung bei feststehender Kamera durch die Rotation der Dreh-Kipp-Einheit, die somit als Positionierer fungiert. Dabei werden Einzelaufnahmen aus verschiedenen Achsstellungen aufgenommen. Durch Integration einer 2D-Farbkamera können den Punkten der Punktwolke Farbwerte zugeordnet werden. Der Scanvorgang ist dafür ausgelegt worden, ein Scanvolumen von 1 m<sup>3</sup> zu erfassen. Die Rotationsachse des Positionierers wird mithilfe von 3D-Bildverarbeitungsalgorithmen aus den Kameradaten ermittelt. Durch die Beschreibung der Rotationsachse lassen sich die Einzelaufnahmen des Bauteils zu einer gesamten Punktwolke zusammenfügen. Die Systemgenauigkeit von  $\pm 0,3$  mm ist für die beiden Bearbeitungsprozesse ausreichend. Der gesamte Scanvorgang nimmt ca. 35 Sekunden in Anspruch und erfüllt damit bereits die Anforderungen des angestrebten industriellen Bearbeitungsprozesses. Durch die Toleranz entsteht beim Überlappen der Punktwolken ein Rauschen in den 3D-Daten. Dies verhindert eine repräsentative Abbildung der Bauteiloberfläche. Verschiedene Filter werden angewendet, um eine einschichtige Punktwolke zu erhalten, mit der die Greedy-Triangulation von PCL (Point Cloud Library) [6] möglich ist. Das triangulierte Bauteil wird im Weiteren als Kollisionsobjekt für die Online-Bahnplanung in eine virtuelle Zelle integriert.

## 3 Prozessbahnplanung

Basierend auf der detailreichen, automatischen Bauteilerfassung erfolgt die Prozessbahnplanung auf dem Bauteil. Die Bahnen werden in Form von Raumposen definiert. Dafür wird die Drehachse des Positionierers als Bezugskoordinatensystem festgelegt. Eine Bahn besteht je nach Prozess aus aufeinanderfolgenden Posen, mit Angabe der Bewegungsart wie linear, zirkular oder Punkt zu Punkt. Im Folgenden werden Methoden dieser Art von Bahngenerierung vorgestellt.

### 3.1 Hochdruckreinigung

Bei der Hochdruckreinigung handelt es sich um die Bearbeitung der gesamten Objektoberfläche. Bei der bereits am MIB entwickelten Schnitttechnik wird das triangulierte Bauteil in Abhängigkeit des Strahldurchmessers von definierten Ebenen geschnitten. Durch den Schnitt der einzelnen Oberflächendreiecke lassen sich an den Dreiecksseiten Schnittpunkte berechnen (siehe **Bild 2**).



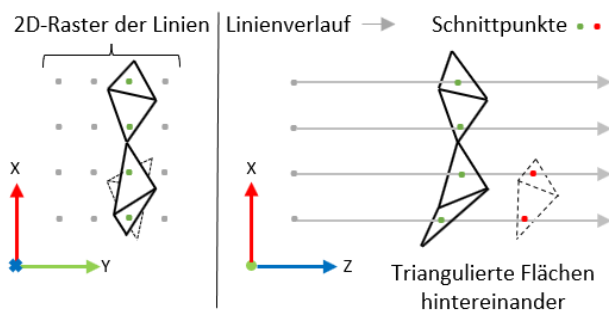
**Bild 2** Rote Schnittpunkte auf dem Bauteil (links) und Teilausschnitt eines einzelnen Schnittes (rechts)

Dadurch ergeben sich Start- und Endpunkte einer Teilbahn. Mithilfe der Dreiecksnormalen, die orthogonal zur Dreiecksfläche steht, wird jedem Schnittpunkt eine Oberflächennormale zugeordnet, nach der sich ebenfalls das

Reinigungswerkzeug ausrichtet. Für einen flüssigen Bewegungsablauf des Roboters werden die Punkte sortiert und die Normalen geglättet. Aus den so gewonnenen Punkten der Reinigungsbahn und den Normalen lassen sich die benötigten Roboterposen bestimmen [4].

Aufgrund der vielversprechenden ersten Ergebnisse wurde diese Methode der Bahngenerierung weiterentwickelt. Die Erzeugung der Schnittlinien erfolgt bisher in horizontaler und vertikaler Ausrichtung. Dabei überschneiden sich Reinigungsbahnen. Folglich werden Teile der Oberfläche mehrfach gereinigt. Zur Leistungssteigerung gilt es, diese Doppelreinigung zu vermeiden. Ein erfolgreicher Lösungsansatz beinhaltet die Simulation der Reinigung entlang der einzelnen Reinigungsbahnen. Dabei werden alle 3D-Punkte, die innerhalb des fiktiven Reinigungsstrahls liegen, als gereinigt markiert. In dem darauffolgenden Schnitt des Bauteils wird dieses neu betrachtet und es werden nur noch Reinigungsbahnen auf nicht „gereinigten“ Punkten erzeugt. Dies wird wiederholt fortgeführt, bis das gesamte Bauteil als gereinigt gilt.

Für die Markierung der Punkte wird von den Reinigungsposen ein zylindrischer Filter angewendet, der alle Punkte im vorgegeben Strahldurchmesser und der effektiven Strahltiefe erfasst. Um zu vermeiden, dass hintereinander liegende Bauteiloberflächen als gereinigt markiert werden, wird eine Linienraster-Technik angewandt, mit der sich auf triangulierten Oberflächen neue Punkte erzeugen lassen. Die Linien, die aus Sicht des Reinigungswerkzeugs auf die triangulierte Bauteiloberfläche treffen, bilden mit den Oberflächendreiecken Schnittpunkte. Ergeben sich aufgrund hintereinander liegender Oberflächen mehrere Schnittpunkte, wird über den Abstand zum Ursprung der nähere Schnittpunkt berechnet. **Bild 3** zeigt die Vorgehensweise bei der Linienraster-Technik. Die Rasterpunkte links bilden die Linien ab, die in Richtung der Zeichenebene (Z) verlaufen. Die Seitenansicht rechts zeigt die Linien, die mit den triangulierten Flächen Schnittpunkte bilden. Im Vordergrund liegende Schnittpunkte sind grün dargestellt. Die im Schatten liegenden Schnittpunkte (rot) werden nicht berücksichtigt.

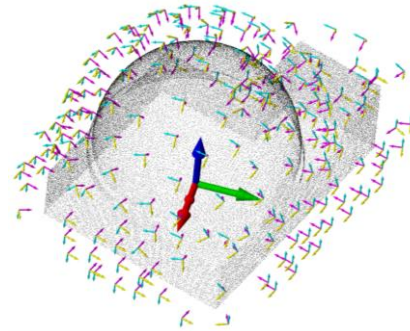


**Bild 3** Darstellung der Linienraster-Technik

Die 3D-Punkte der Punktwolke, die im Umkreis der zuvor ermittelten Schnittpunkte liegen, werden als gereinigt markiert.

Aus den Erkenntnissen der bisherigen Reinigungssimulation wird im Folgenden eine weitere Methode der Reinigungsbahnplanung vorgestellt. Es werden dazu zufällige 3D-Punkte aus der Punktwolke gewählt. Zur Bestimmung der Reinigungspose wird eine resultierende Punktnormale bestimmt, die sich aus den Punktnormalen der im Strahldurchmesser liegenden Punkte berechnen lässt. Dadurch

bilden sich passendere Posen auf Ecken oder Kanten (siehe **Bild 4**). Mithilfe der Reinigungspose erfolgt auf bekannte Art und Weise wieder die Reinigungssimulation. Die Punktwolke wird jeweils um die gereinigten Punkte verringert, bis die gesamte Punktwolke als gereinigt gilt.



**Bild 4** Generierung von zufälligen Posen

Für den praktischen Einsatz mit dem Roboter sind die Reinigungsposen zwingend zu sortieren. Dafür wird eine zufällige Startpose ausgewählt. Die Pose, die den geringsten Abstand zur Vorherigen aufweist wird berechnet. Weiterführend werden die Posen geordnet, um eine effektive Abfolge der Bahnen zu gewährleisten.

### 3.2 Trennprozess an Gussteilen

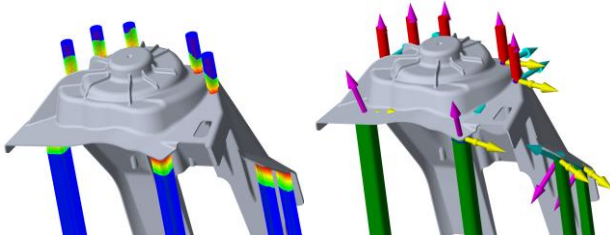
Bei den nachfolgend vorgestellten Trennprozessen an Gussteilen kann im Gegensatz zur Hochdruckreinigung unbekannter Bauteile auf bekannte CAD-Daten zurückgegriffen werden. Vorrangig wird im Folgenden die Abtrennung von Zusatzstrukturen, wie Speiser und Angussystemen, beschrieben. Für die automatisierte Bahnplanung zur Abtrennung der Speiser wird im ersten Schritt die Position und Orientierung des zu bearbeitenden Bauteils auf dem Positionierer ermittelt. Dies erfolgt durch den Abgleich (Matching) der CAD-Daten mit den gescannten Daten. Durch die Auflage des Bauteils auf dem Positionierer wird im Scanvorgang die Unterseite nicht erfasst. In den CAD-Daten ist diese jedoch vorhanden. Zur Steigerung des Matching-Ergebnisses wird die CAD-basierte Punktwolke ebenfalls um die fehlenden Daten reduziert. Dies erfolgt mithilfe der in Abschnitt 3.1 beschriebenen Linienraster-Technik. Das Linienraster wird auf die Auflösung des 3D-Kamerasystems eingestellt und ermöglicht so eine Simulation der 3D-Kamera. Durch den Einsatz der simulierten 3D-Kamera auf dem triangulierten Idealteil lässt sich eine Punktwolke erzeugen, die näherungsweise der realen Punktwolke entspricht. Dafür muss die Bauteilpositionierung im simulierten und realen Aufnahmeprozess annähernd gleich sein. Anschließend wird die ideale Punktwolke mithilfe des bekannten Matching-Verfahrens ICP (Iterative Closest Point) von PCL [6] iterativ auf die real aufgenommene Punktwolke ausgerichtet.

Bei dem ICP-Matching ist es erforderlich, die beiden Punktwolken vorab näherungsweise aufeinander auszurichten. Um mehr Freiheit bei der Positionierung des Bauteils zu haben, wird zunächst ein grobes Matching durchgeführt. Das Ergebnis mit dem besten Score durchläuft ein feineres Matching, nach dem die Verschiebungspose bestimmt werden kann.

Für eine zuverlässige Segmentierung der Speiser sowie Angussysteme, werden diese im Vorfeld in den CAD-Daten



farblich markiert (Speiser = rot, Angussystem = grün, vergl. **Bild 5**). Die Schnittbahn-Berechnung erfolgt auf den im **Bild 5** farblich dargestellten idealen Punktwolken. Dazu werden Bauteil, Speiser und Angussssysteme in separate Punktwolken getrennt. Mithilfe eines KD-Trees und dem Radius-Search-Algorithmus von FLANN (Fast Library for Approximate Nearest Neighbors) [2], werden die Punkte der Speiser sowie der Angussysteme ermittelt, die am nächsten an dem Bauteil liegen. Damit lässt sich auch ein Offset zum Bauteil einstellen, um zusätzliche Sicherheit aufgrund der Systemtoleranzen zu gewähren. Aus diesen segmentierten Punkten lassen sich die Trennposes sowie die Schnitttiefen bestimmen. In **Bild 5** werden die bauteilnahen Punkte sowie die Trennposes dargestellt.

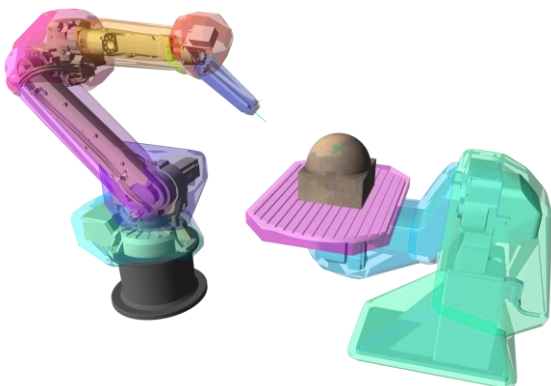


**Bild 5** Farblicher Verlauf in Bauteilnähe (links), Ermittelte Trennposes (rechts)

Der triangulierte Kollisionskörper des realen Bauteils wird um die Oberflächendreiecke im Bereich der Schnittposes entfernt. Dies ist notwendig, um eine Kollision mit dem Bauteil während des Trennprozess zuzulassen. Im Falle einer erfolgreichen Speiser Abtrennung wird dieser ebenfalls aus dem Kollisionskörper entfernt.

## 4 Online-Bahnplanung

Für die zuvor ermittelten Prozessbahnen auf dem Bauteil wurde eine Online-Bahnplanung entwickelt, mit der die Roboterbahnen automatisch generiert werden. Die Online-Bahnplanung des Roboters benötigt zur Simulation eine virtuelle Abbildung der echten Roboterzelle.



**Bild 6** Virtuelle Zelle der simulierten Hochdruckreinigung mit konvexen Hüllen um den Roboter gelenken

Neben den eingemessenen Posen der Zelle beinhaltet die virtuelle Zelle die Posen der einzelnen Roboter gelenke. Um eine kollisionsfreie Bewegung des Roboters zu generieren, ist eine Kollisionserkennung zwischen Roboter, Positionierer und Bauteil unabdingbar.

Die Kollisionstests triangulierter Körper werden mithilfe der Flexible Collision Library (FCL) [3] realisiert. Zur

Leistungssteigerung und der Einbindung eines Sicherheitsabstands sind die Kollisionskörper vereinfachte konvexe Hüllen (siehe **Bild 6**). Um Kollisionen mit dem Bauteil zu vermeiden, werden für das Werkzeug am Endeffektor unterschiedliche Kollisionshüllen für Zwischenwege und Prozessbahnen verwendet.

Mithilfe der Vorwärtskinematik können bei verschiedenen Roboterkonfigurationen die daraus resultierenden Endeffektorposen im Raum bestimmt werden. Mit der inversen Kinematik lassen sich aus gegebenen Endeffektorposen Roboterkonfigurationen bestimmen. Die inverse Kinematik lässt sich mit dem Ik-Solver IKFast von OpenRave [1] realisieren. IKFast berechnet alle möglichen Roboterkonfigurationen für eine Endeffektorpose. Die Diskretisierung der Roboterbahn erfolgt mit einstellbarer Schrittweite in Zwischenwegen. Jede Zwischenpose wird mit der passenden Roboterkonfiguration auf Kollision geprüft. Dabei werden die vorherigen Konfigurationen priorisiert, um plötzliche Konfigurationswechsel zu vermeiden. Im Falle einer Kollision ist die nächste Konfiguration zu testen. Kommt es zu keiner Lösung, werden weitere Achsstellungen des Positionierers ausprobiert. Führt die Achsbewegung zwischen zwei Zwischenposen zu einer Kollision, aufgrund von Hindernissen im Raum oder auf dem Bauteil, werden mithilfe des Rapidly exploring Random Trees Connect Algorithmus (RTT-Connect) [5] neue kollisionsfreie Zwischenposen berechnet. Da zufällig generierte Roboterkonfigurationen einen erheblichen Umweg erzeugen können, lassen sich Knotenpunkte, die keine Kollision aufweisen, überspringen.

Während bei der Hochdruckreinigung zur Simulation der Hochdruckdüse ein Zeigewerkzeug am Roboter installiert wurde, wird bei der Abtrennung der Speiser ein Winkelschleifer eingesetzt. Die Werkzeugpose befindet sich an dem Rand der rotierenden Trennscheibe. Bei kollisionsfreier Bahnplanung eines Trennprozesses berechnet sich im Nachgang die optimale Werkzeugausrichtung. Dazu rotiert die Werkzeugpose in kleinen Winkelschritten senkrecht zur Schnittebene, bis eine Kollision mit dem Bauteil auftritt. Der Vorgang erfolgt in beide Richtungen. Der gemittelte Winkel wird als neue Werkzeugpose gesetzt. Zur Leistungssteigerung der Kollisionsberechnung ist es möglich, vorerst allein die Kollision zwischen Werkzeug und Bauteil zu überprüfen.

Nach Abschluss der Simulation liegen die Endeffektortrajektorien als aneinandergereihte Roboterkonfigurationen vor. Durch die direkte Kommunikation mit dem Roboter über eine Netzwerkverbindung kann die generierte Bahn schließlich ausgeführt werden.

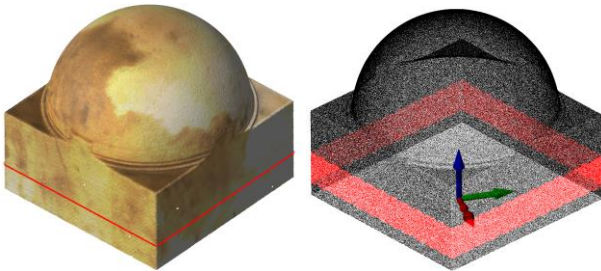
Die Übertragung der Online-Bahnplanung auf andere Roboterzellen ist möglich. Für das Forschungsprojekt wurde eine zweite virtuelle Zelle des Projektpartners aufgebaut. Da der Roboter in dieser Zelle das Bauteil mit einem Greifer führt und die Werkzeuge an festen Positionen stehen, sind die Bewegungen der Bahnplanung umzukehren. Außerdem wurde das Kommunikationsprotokoll auf einen KUKA Roboter angepasst.

Um den virtuellen Zellenaufbau zu vereinfachen, wurde die Zelle der Hochschule ebenfalls in der kommerziellen Software RoboDK [8] erstellt. Die kollisionsfreie Bahnplanung ließ sich auf die Umgebung von RoboDK erfolgreich anpassen.



## 5 Zusammenfassung

Die weiterentwickelte Schnitttechnik der Hochdruckreinigung bewirkt, je nach Komplexität der Bauteile, eine deutliche Leistungssteigerung aufgrund der erzielten Vermeidung mehrfach gereinigter Bauteiloberflächen. Bei dem alternativen Lösungsansatz der zufälligen Reinigungsbahnplanung werden die Bahnen nie gleich sein. Daher sind die anschließenden Prozesszeiten bei diesem Verfahren immer unterschiedlich. Dabei kommt es vor, dass Punkte der Punktelwolke mehrfach gereinigt werden. Diese Methode ermöglicht jedoch die Reinigung von komplexen, dünnwandigen und schwer zu triangulierenden Bauteilen. In beiden Fällen lässt sich mithilfe der Simulation die vollständige Reinigung visualisieren und bewerten (siehe **Bild 7**). In Zukunft kann die Reinigungssimulation mit der Online-Bahnplanung des Roboters zusammengeführt werden. Bei kollisionsfreier Anfahrt der Reinigungsposen gelten die mit der Pose zuvor ermittelten 3D-Punkte als gereinigt. Die Simulation kann folglich zu einer genauen Aussage über die Vollständigkeit der Bauteilreinigung führen. Des Weiteren ist es denkbar, die Simulationsdaten für die Erstellung eines digitalen Zwillings zu nutzen.



**Bild 7** Einzelne Schnittbahn (links) und deren simulierte Reinigung (rechts)

Die entwickelte Bahnplanung zur Abtrennung von Zusatzstrukturen an Aluminiumussteilen wurde in der Hochschulzelle unter Laborbedingungen an realen Bauteilen evaluiert. Das Ergebnis in **Bild 8** zeigt, dass die Prozess- und Roboterbahnplanung eine werkzeuggeführte Abtrennung ermöglicht. Als Trennwerkzeug wurde ein handelsüblicher Winkelschleifer an dem Endeffektor installiert.



**Bild 8** Ausführung des realen Prozesses (links) und Schnittergebnis der Speisertrennung (rechts)

Damit der Verschleiß der Trennscheibe nicht mehr relevant für den Trennprozess ist, wird bei dem Projektpartner das Bauteil mit dem Roboter gegriffen und an die Kreissäge geführt. Nach Umkehrung der Bewegungen und dem Aufbau der virtuellen Zelle mit einem KUKA-Roboter funktioniert

die Bahnplanung auch in dieser Zelle. Ein Praxistest in der realen Zelle steht noch aus.

Aufgrund der Verwendung von einfachen konvexen Hüllen bei den Kollisionstests, lassen sich im Gegensatz zu RoboDK nach wenigen Sekunden die Roboterbahnen generieren. RoboDK verwendet bei der Kollisionsüberwachung hingegen die detailreichen Geometrien der Zelle.

Die Technik, aus den farbigen CAD-Daten an die Trennposen zu gelangen, erwies sich als hinreichend genau, da der Verzug in Bauteilnähe sehr gering ist. Für die Kollisionskontrolle wird hingegen das real eingescannte Bauteil verwendet, da die Speiser oder Angussysteme im weiteren Abstand vom Bauteil doch erheblichen Verzug aufweisen können. Außerdem werden dadurch große Grate, die zur Kollision führen können, berücksichtigt.

Die Untersuchung der Aufgabe, auch Grate zu entfernen, steht in dem Forschungsprojekt noch aus. Aufgrund der beschränkten Genauigkeit des Kamerasystems ist geplant, einen Laser-Lichtschnittsensor mit dem Roboter über die Bereiche der Gratbildung zu führen. Auf den genaueren Daten soll die Segmentierung der Grate erfolgen. Die Graterkennung stellt aufgrund der regellosen Geometrie und dem starken Verzug im Randbereich des Bauteils eine erhebliche Herausforderung dar.

Da die Speiser grundsätzlich eine zylindrische Form aufweisen, soll zusätzlich betrachtet werden, ob die Trennbahn der Speiser direkt aus den Scandaten ermittelt werden kann.

## 6 Literatur

- [1] Diankov, R.: *Automated Construction of Robotic Manipulation Programs*. Dissertation, Carnegie Mellon University Pittsburgh, Pennsylvania, 2010.
- [2] Fast Library for Approximate Nearest Neighbors, Repository auf Github, Webseite 2022, URL: <https://github.com/flann-lib/flann> (besucht am 02.01.2022).
- [3] Flexible Collision Library Repository auf Github, Webseite 2022, URL: <https://github.com/flexible-collision-library/fcl> (besucht am 02.01.2022).
- [4] Horstmann, R.; Demming, C.; Nisch, A.; Bühnen, M.; Borrmann, F.; Becker, M.; Finkenberg, M.; Schramm, D.: *Online-Roboterbahnplanung für unbekannte Bauteile; Anwendungsbeispiel: Hochdruckreinigung durch Industrieroboter*. In: Siebte IFToMM D-A-CH Konferenz 2021. <https://doi.org/10.17185/dupublico/74036>
- [5] Kuffner Jr., J. J.; LaValle, S. M.: *RRT-Connect: An Efficient Approach to Single Query Path Planning*. Paper, Conf. on Robotics and Automation, USA, 2000.
- [6] Point Cloud Library, Webseite 2022, URL: <https://pointclouds.org> (besucht am 02.01.2022).
- [7] Pott, A.; Dietz, T.: *Industrielle Robotersysteme, Entscheidungswissen für die Planung und Umsetzung wirtschaftlicher Roboterlösungen*. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2019, S. 135, S. 69.
- [8] RoboDK, Webseite 2022, URL: <https://robodk.com/> (besucht am 02.01.2022).

# Analyse des freien Anpralls für kraft- und leistungsbegrenzte Roboter mit einer Pendelapparatur

## Analysis of unconstrained impact for power- and force-limited robots with a pendulum apparatus

Harald Staab, Christoph Byner, Debora Clever, Björn Matthias, ABB AG, Forschungszentrum Deutschland  
vorname.nachname@de.abb.com

### Kurzfassung

Für die Inbetriebnahme von kollaborativen Robotersystemen mit Leistungs- und Kraftbegrenzung wird der Nachweis gefordert, dass beim Kontakt zwischen Roboter, Greifer oder Werkstück und menschlichen Körperregionen Grenzwerte für Kraft und Druck gemäß ISO/TS 15066 eingehalten werden. Das Verfahren zum experimentellen Nachweis in [1] beschreibt die Montage einer festen Messvorrichtung, gegen die der Roboter fährt und drückt, wobei die Messwerte beim initialen Kontakt für die Bewertung des freien Anpralls („Anstoßen“) verwendet werden. Beim tatsächlichen Anstoßen gegen die in der Praxis am häufigsten betroffenen Körperregionen Hand, Unterarm und Oberarm prallt das Körperteil wegen seiner geringen Masse zurück. Dies ist eine mechanisch andere Situation als im Verfahren nach [1] und zeigt sich in dazu unterscheidenden Verläufen von Geschwindigkeiten, Kraft und Druck. Um den freien Anprall messtechnisch realitätsnah nachzubilden, wurde eine Messvorrichtung mit einem starren Pendel entwickelt [2]. Dieser Beitrag stellt erstmals Ergebnisse für die Körperregionen Hand, Unterarm, und Oberarm vor, die mit diesem Pendel ermittelt wurden.

### Abstract

Commissioning of collaborative robot systems with power and force limitation requires proof that limit values for force and pressure in accordance with ISO/TS 15066 are observed upon incidental contact between robot, gripper or workpiece and human body regions. The experimental procedure described in [1] uses a fixed measuring device onto which the robot impacts and pushes. The measured values at initial contact are used for the evaluation of the free impact ("bump"). When unconstrained, the most frequently exposed body regions hand, forearm and upper arm rebound due to their low masses. This is a mechanically different situation from the method in [1], therefore speed, force, and pressure behave differently. A measuring device with a rigid pendulum was developed to emulate the free impact realistically [2]. For the first time, this article presents the results for body regions hand, forearm, and upper arm, measured with this pendulum apparatus.

## 1 Einleitung

### 1.1 Hintergrund und Motivation

Vor Inbetriebnahme einer Roboteranwendung ist eine applikationsbezogene Risikobeurteilung und Risikominde- rung (RBRM) erforderlich [3]. Für industrielle Robotersys- teme bietet dazu die Norm ISO 10218-2 [4] eine geeignete Anleitung. Für Applikationen der Mensch-Roboter-Kolla- boration (MRK) sind jedoch zusätzliche Betrachtungen notwendig, die in ISO/TS 15066 [5] beschrieben werden. Insbesondere werden für Anwendungen, bei denen es zu mechanischen Kontakten zwischen dem bewegten Robo- tersystem und einem Mitarbeiter kommen kann (sog. kraft- und leistungsbegrenzte (PFL) Anwendungen), Grenzwerte für Kontaktkraft und -druck aufgeführt. Ein Ziel der RBRM bei PFL-Anwendungen ist der Nachweis, dass die Grenzwerte der ISO/TS 15066 in der Applikation einge- halten werden. Dieser erfolgt experimentell mittels dafür entwickelter kommerzieller Messsysteme [6][7] und folgt einer in den letzten Jahren etablierten Methodik [1].

In der Praxis wird das Messsystem üblicherweise festmon- tiert, so dass beim Anprall des Roboters das System nicht zurückweichen kann, wie es für einen freien Anprall an z.B. Hände und Unterarme der Fall wäre. Die so

gemessenen Spitzenkräfte überschätzen die des freien An- pralls erheblich, was zu unnötig konservativen Geschwin- digkeitsgrenzen für den Roboter führen kann.

Sicherheitsbezogene Begrenzungen von Geschwindigkei- ten, Pfaden und Kontaktkräften eines Robotersystems sind bei Inbetriebnahme selten von vornherein optimal konfigu- riert. Die RBRM erfordert eine iterative Anpassung der Si- cherheitsparameter und wiederholte Messungen. Der Ge- samtaufwand dieser Schritte kann erheblich sein und be- einträchtigt die Wirtschaftlichkeit von kollaborierenden Applikationen. Sind häufige Änderungen an der Applika- tion vorzunehmen, um agile Anpassungen in der Produk- tion umzusetzen, potenziert sich dieser Aufwand, denn nach jeder sicherheitsbezogenen Veränderung ist eine er- neute RBRM erforderlich.

Besser wäre eine Sicherheitskonfiguration, die wenig oder gar nicht nachjustiert werden müsste, sondern von vornhe- rein nahezu optimale Überwachungsparameter für die Ro- boterbewegung setzt. Ein Ziel dieser Arbeit ist, mit einem validierten Modell des freien Anpralls dafür eine Voraus- setzung zu schaffen.

### 1.2 Herangehensweise

Zur verbesserten Nachbildung des freien Anpralls wird im Folgenden eine Pendelapparatur [2] verwendet, die beim

freien Anprall das Zurückweichen von Hand, Unterarm oder Oberarm darstellen kann. Anprallsituationen mit den mechanischen Ersatzmodellen dieser Körperbereiche werden vermessen und die Ergebnisse zur Verifikation einer Verbesserung des Zwei-Körper Stoßmodells der ISO/TS 15066 verwendet.

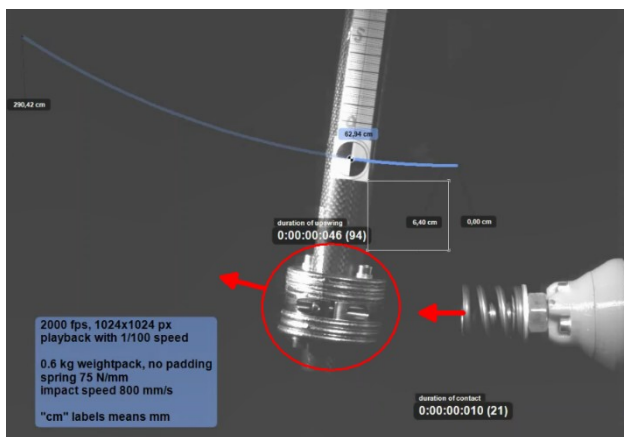
Abschnitt 2 beschreibt die Apparatur und die Durchführung der Versuche. In Abschnitten 3 und 4 werden die Messungen zu Kontaktkraft und -druck vorgestellt. Abschnitt 5 präsentiert das Stoßmodell, mit dem für kollaborierende Applikationen initiale Geschwindigkeitsgrenzen bestimmt werden. Ein mögliches, zu Spitzenwerten alternatives Beurteilungskriterium wird vorgestellt. Abschnitt 6 fasst den Inhalt zusammen und gibt einen Ausblick.

## 2 Versuchsdurchführung

Beim freien Anprall zwischen Körperteil und Roboter bewegen sich nach kurzer Kontaktdauer beide Stoßpartner getrennt weiter. Während der Kontaktzeit reagiert die Bewegungssteuerung nicht, der Roboter „fährt durch“. Steifigkeiten und effektive Massen der Stoßpartner bestimmen den weiteren Verlauf ihrer Bewegung kurz nach dem Stoß. Das sphärische Pendel repräsentiert eine der Körperregionen Hand, Unterarm, oder Oberarm; es wird in [2] ausführlich beschrieben. Folgende Größen können aufgezeichnet werden:

- Pendelwinkel (Auflösung  $0,05^\circ$ , Abtastung 2 kHz)
- Roboterbahn und -geschwindigkeit (2 kHz)
- Kraft in Stoßrichtung mit Kraftsensor [8] (2 kHz)
- Kraftverlauf mit einem für kollaborative Roboter entwickelten Sensor („CBSF“, [6])
- Kontaktdruck mit für kollaborative Roboter entwickelten Messmethoden [9]
- Bahn und Geschwindigkeit von Roboter und Pendel mit Hochgeschwindigkeitskamera (siehe Bild 1)

Für die Experimente wurden die ABB Roboter IRB 1200 und CRB 15000 verwendet.

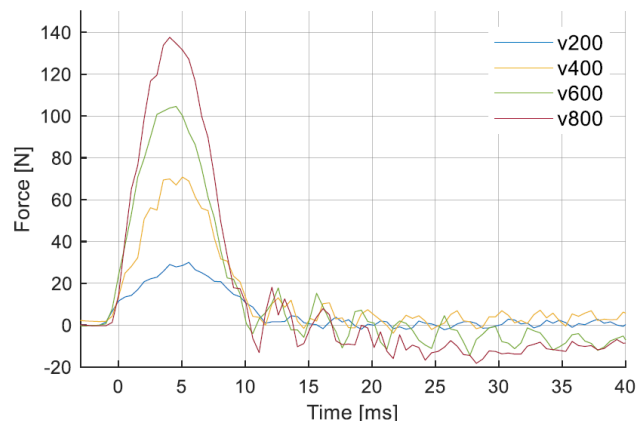


**Bild 1** – Grafische Auswertung einer Aufnahme mit Hochgeschwindigkeitskamera; in diesem Beispiel mit 1024x1024 px, 2000 fps; Gewicht 0,6 kg (roter Kreis; repräsentiert Hand) und Druckfeder mit 75 N/mm; Roboter stößt von rechts mit 800 mm/s an ruhendes Pendelgewicht; Pendelbahn (blau) und Stoßdauer (10 ms, 21 frames) wurden aus der Aufnahme ermittelt; ein Kraftsensor befindet sich weiter rechts außerhalb des Bildausschnitts am Roboterflansch

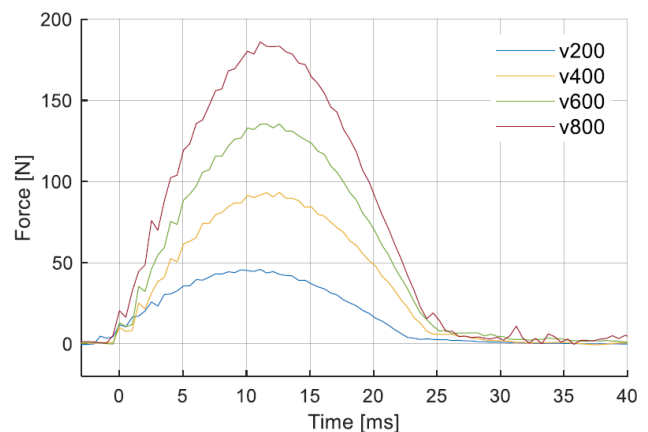
## 3 Experimente zum Kraftverlauf

### 3.1 Messung nach ISO/TS 15066

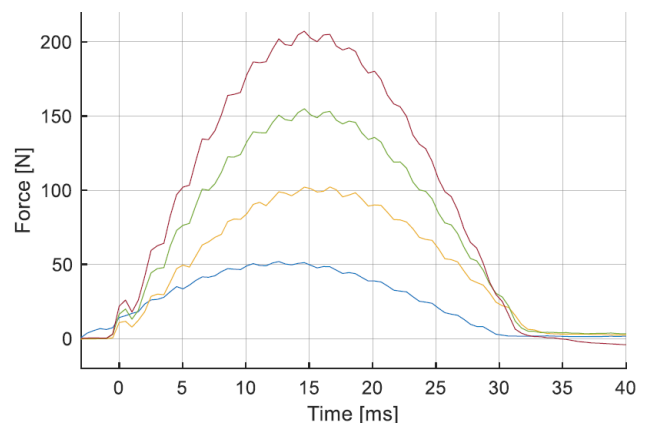
ISO/TS 15066 modelliert die Körperregionen jeweils durch eine Trägheitsmasse und eine lineare Steifigkeit. Der Kraftverlauf wird mit Kraftsensor und passender Druckfeder gemessen (vgl. Bild 1). Folgende Bilder zeigen Kraftverläufe von Kollisionen mit IRB1200 für vier Stoßgeschwindigkeiten mit Ersatzmodellen der Körperregionen Hand, Unterarm und Oberarm.



**Bild 2** – Kraftverläufe für Stoßgeschwindigkeiten [200, 400, 600, 800] mm/s mit 0,6 kg, 75 N/mm (Hand); Kontaktdauer ~10 ms



**Bild 3** – Kraftverläufe für Stoßgeschwindigkeiten [200, 400, 600, 800] mm/s mit 2 kg, 40 N/mm (Unterarm); Kontaktdauer ~25 ms

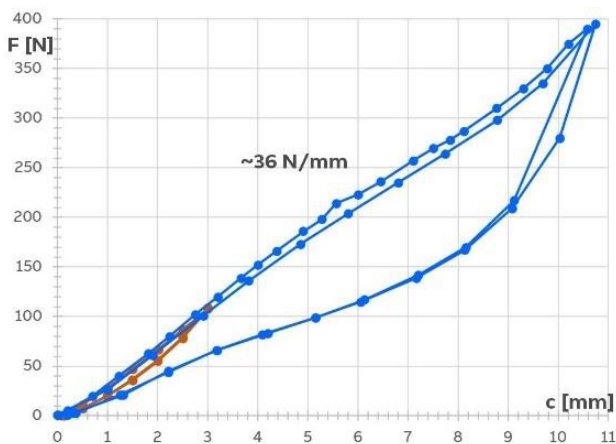


**Bild 4** – Kraftverläufe für Stoßgeschwindigkeiten [200, 400, 600, 800] mm/s mit 3 kg, 30 N/mm (Oberarm); Kontaktdauer ~32 ms

Symmetrie und Verlauf entsprechen der Erwartung eines elastischen Stoßes und linearer Zusammenhänge (z.B. doppelte Maximalkraft bei doppelter Geschwindigkeit). Abweichungen davon und die sichtbare Welligkeit lassen sich mit internen Schwingungen der Druckfeder erklären, die durch den harten Kontakt mit dem Pendelkörper angeregt werden. Diese internen Schwingungen sind in Hochgeschwindigkeitsvideos deutlich sichtbar.

### 3.2 Messung nach DGUV FB HM-080

Der „biofidele“ Messaufbau nach [1] sieht einen Kraftsensor mit Druckfeder entsprechend ISO/TS 15066 vor, der zusätzlich mit einem Dämpfungselement versehen ist, welches das mechanische Verhalten von Weichgewebe repräsentieren soll. Diese Dämpfungselemente bestehen aus Elastomer und ihre Härte ist in Shore A spezifiziert. Die resultierende Steifigkeit hängt von mehreren Größen ab, vor allem von der Geometrie des Stoßkörpers. ISO/TS 15066 spezifiziert einen quadratischen Stempel mit flacher Kontaktfläche von 1 cm<sup>2</sup>, welcher auch für die Steifigkeitsmessung der Dämpfungselemente benutzt wurde (siehe Bild 5). Im Ergebnis verringern Dämpfungselemente die effektive Steifigkeit des Messaufnehmers, wie die rechte Spalte von Tabelle 1 auflistet.



**Bild 5** – Steifigkeit des Dämpfungselements für Oberarm (Dicke 14 mm, Shore A 30); Messbereich 100 N (orange) und 400 N (blau); der obere Kurventeil ist die Kompression, der untere die Relaxation; nach Einstellen des Federwegs  $c$  wurde der Kraftwert erst nach einer Einstellzeit von 10-20 Sekunden abgelesen. Linearisiert beträgt die „Federhärte“  $\sim 36$  N/mm; bei schnellerer Kompression ist die effektive Steifigkeit höher

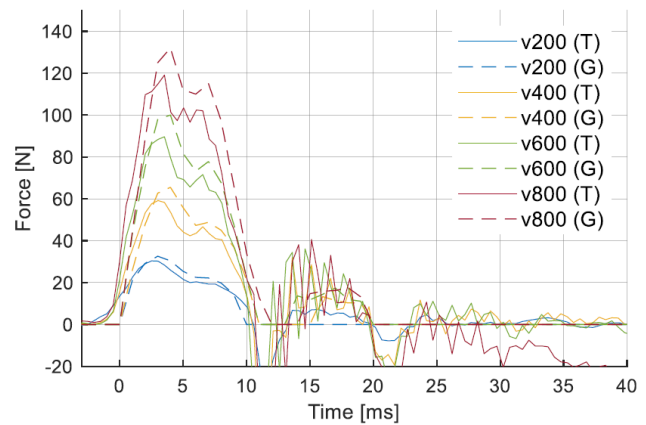
**Tabelle 1** Liste der 3 Körperregionen, die das Pendel repräsentiert, sowie Modellparameter und Kenngrößen der Dämpfungselemente; die rechte Spalte listet die effektive Steifigkeit der Kombination aus Messgerät und Dämpfungselement

Körper-region	Masse und Steifigkeit nach ISO/TS 15066	Dämpfungs-element (Dicke, Shore-Härte)	Kombinierte Steifigkeit
Hand	0,6 kg, 75 N/mm	7 mm, 70 A	$\sim 57$ N/mm
Unterarm	2 kg, 40 N/mm	7 mm, 70 A	$\sim 34$ N/mm
Oberarm	3 kg, 30 N/mm	14 mm, 30 A	$\sim 16$ N/mm

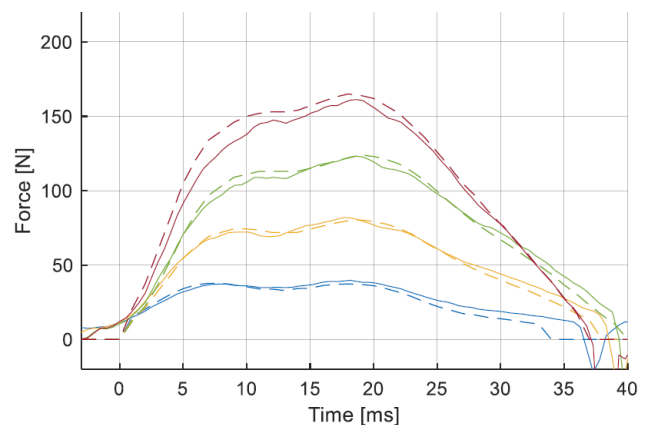
Als Kraftmessgerät gibt es wenige kommerzielle Alternativen, deren Aufbau ähnlich ist, wozu auch eine Stoßplatte mit Linearführung gehört. Diese Baugruppe liegt vor der

Druckfeder und ist eine zusätzliche Masse, welche besonders beim dynamischen Stoßvorgang einen gewissen Einfluss haben muss.

Kraftverläufe der gleichen Stoßversuche wie in Abschnitt 3.1 mit einem solchen Sensor [6] und Dämpfungselement werden in Bild 6 und Bild 7 gezeigt.



**Bild 6** - Kraftverläufe für Stoßgeschwindigkeiten [200, 400, 600, 800] mm/s gegen Hand: mit Dämpfungselement (Shore A 70, 7 mm), CBSF Sensor 75 N/mm (gestrichelt, „G“) und in Reihe montiertem weiteren Kraftsensor zum Vergleich (durchgezogen, „T“); Kontaktdauer 10..12 ms



**Bild 7** - Kraftverläufe für Stoßgeschwindigkeiten [200, 400, 600, 800] mm/s gegen Oberarm: mit Dämpfungselement (Shore A 30, 14 mm), CBSF Sensor 30 N/mm (gestrichelt) und in Reihe montiertem weiteren Kraftsensor zum Vergleich (durchgezogen); Kontaktdauer 35..40 ms

Beim Stoß mit der Hand (Bild 6) ist die Kontaktdauer mit 10-12 ms geringfügig länger als in Abschnitt 3.1, aber der Verlauf ist unsymmetrisch und die Kraftspitze wird früher erreicht. Die Ursache ist ein Zurückprallen der Stoßplatte des Kraftmessgeräts, was im Hochgeschwindigkeitsvideo deutlich sichtbar ist.

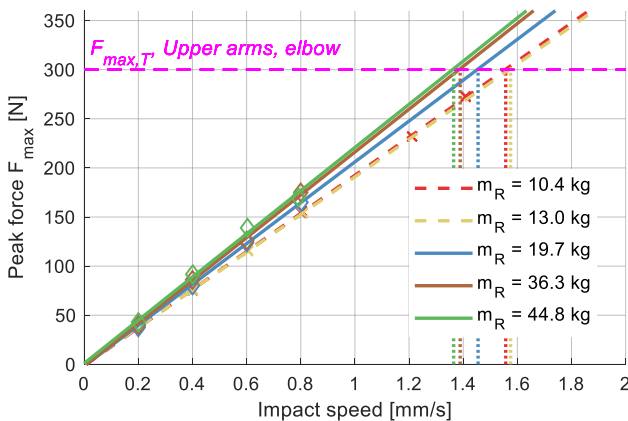
Ein weiterer geeichter Kraftsensor in Reihe misst etwas geringere Kraftverläufe und Spitzenwerte, z.B. bei 800 mm/s 118 N gegenüber 130 N (gestrichelt). Dies liegt nur etwas unter dem Wert von 138 N in Bild 2 aus den Messungen aus Abschnitt 3.1 ohne diesem Pralleffekt. Wegen der geringeren Steifigkeit durch das Dämpfungselement würde man einen geringeren Spitzenwert und längere Kontaktdauer erwarten, was durch diese Messung bestätigt wird. Noch deutlicher ist dieser Effekt in Bild 7 (Oberarm) zu



sehen, wo die Spitzenwerte weit unter denen aus Bild 4 liegen und der Kontakt länger dauert. Auch hier sorgt der Pralleffekt für ein früheres erstes Maximum, aber der Einfluss auf den Kraftverlauf ist insgesamt geringer, weil die Trägheitsmasse mit 3 kg größer und das Dämpfungselement weicher sind.

### 3.3 Einfluss der effektiven Roboter­masse

Durch die Verwendung verschiedener Roboter­posen bzw. Anprall­richtungen auf das Pendel sowie eines zweiten Manipulators konnte die effektive Roboter­masse  $m_R$  variiert werden. Die gemessenen Spitzen­kräfte nehmen dabei im Allgemeinen mit steigendem  $m_R$  zu, wie in Bild 8 am Beispiel des Oberarms ersichtlich.



**Bild 8** – Spitzenkräfte in Abhängigkeit der Anprallgeschwindigkeit und lineare Regression für Stoß gegen Oberarm ( $m_H = 3$  kg), für verschiedene effektive Roboter­massen  $m_R$ . Gestrichelte Linien zeigen Daten aus Versuchen mit einem leichteren ABB CRB15000 Manipulator und bei höheren Anprallgeschwindigkeiten. Gepunkteten Linien deuten die resultierende max. Roboter­geschwindigkeit zur Einhaltung des transienten Kraftlimits an.

Die Unterschiede fallen dabei eher gering aus und nehmen mit kleinerer effektiver Masse der Körperregion  $m_H$  weiter ab, sodass sich für den Anprall an der Hand ( $m_H = 0.6$  kg) kaum noch Abweichungen ergeben. Dies lässt sich durch die reduzierte Masse des Zwei-Körper-Systems gemäß Gl. (2) erklären, in der  $m_H$  für  $m_H \ll m_R$  dominant wird. Für hier nicht untersuchte Körperregionen mit höherer effektiver Masse (z.B. Brust,  $m_H = 40$  kg) ist demzufolge ein größerer Einfluss von Anprallrichtung und Manipulator auf die maximale Kontaktkraft zu erwarten.

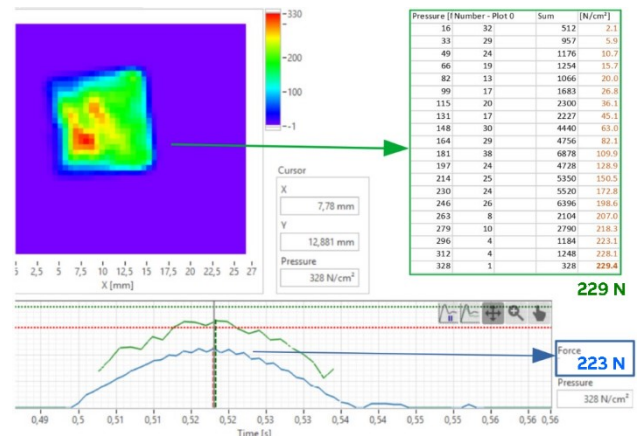
## 4 Experimente zum Druckverlauf

### 4.1 Notwendigkeit der Druckmessung

ISO/TS 15066 listet den Kontaktdruck als unabhängiges Kriterium, welches deshalb auch unabhängig von der Kontaktkraft gemessen werden sollte. Kontaktdruck verteilt sich über die Kontaktfläche und hat beim freien Anprall einen Zeitverlauf, weshalb eine Messvorrichtung mit Orts- und Zeitauf­lösung benötigt wird. Auch hierfür gibt es wenige kommerzielle Alternativen, z.B. basierend auf druckresistiven Messgeräten der Firma Tekscan [9].

### 4.2 Druckmessung für ISO/TS 15066

Die Grenzwerte in ISO/TS 15066 für zulässigen Kontaktdruck von verschiedenen Körperregionen wurden experimentell mit einem quadratischen Stempel mit flacher Kontaktfläche von 1 cm<sup>2</sup> und Verrundungsradien von 2 mm ermittelt. Dieser Stempel wird auch für die hier vorgestellten Experimente verwendet. Bild 9 zeigt ein Messbeispiel für die Druckverteilung beim Stoß gegen 3 kg, 30 N/mm (Oberarm).



**Bild 9** – Messbeispiel für den Verlauf des Maximaldrucks (unterer Bildabschnitt, grüne Kurve) parallel zum Kraftverlauf (blaue Kurve) für einen Stoßversuch mit 3 kg (Oberarm) und dem beschriebenen 1 cm<sup>2</sup> Stempel; der obere Bildabschnitt zeigt die Druckverteilung zum Zeitpunkt des Maximalwerts (senkrechte Linie im Zeitverlauf unten) und das Histogramm in Tabellenform

Die Beispielmessung wurde ohne Dämpfungselement ausgeführt, wie es die Messvorrichtung nach DGUV FB HM-080 vorsieht.

Trotz bestmöglicher paralleler Ausrichtung der flachen Stempelfläche und der Sensorfläche gibt es einen kleinen Bereich höheren Drucks (rot), der über das Druckplateau der restlichen Fläche (grün) hinausragt. Dieser Spitzenwert zu jedem Abtastzeitpunkt ist im Graph darunter aufgetragen (grün), zusammen mit dem Verlauf aus dem Kraftsensor (blau). Aus dem Histogramm erhält man den mittleren Druck, in diesem Beispiel 229 N/cm<sup>2</sup>, was nahe am direkt und unabhängig gemessenen Kraftwert von 223 N liegt und die gute absolute Genauigkeit der Druckmessung bestätigt. Allerdings darf die Relevanz des Druckspitzenwerts (grüner Verlauf) bei diesem Experiment bezweifelt werden, weil das ausgeprägte Maximum eher ein Ergebnis der Empfindlichkeit der Messmethode ist als ein physikalisch wirkender Effekt auf ein beteiligtes Körperteil.

In der Praxis werden Stöße immer mit exponierten Kanten des Roboters oder Werkzeugs erfolgen und auch alle Körperteile sind konvex gerundet. Deshalb wird es immer eine reproduzierbare Druckverteilung im Messbild geben, welche der Geometrie der exponierten Stoßflächen entspricht. Dadurch sollte dann auch die Verlaufskurve des Maximaldrucks (grün) Werte nahe an der physikalischen Realität liefern.



## 5 Modellerweiterungen

### 5.1 Ergänzung zum ISO/TS Modell

Das in ISO/TS 15066 [5] vorgeschlagene Zwei-Körper-Modell zur vereinfachten Beschreibung von transientem Kontakt führt zu dem linearen Zusammenhang zwischen der Relativgeschwindigkeit beim Anprall und der zu erwartenden Maximalkraft

$$F = \sqrt{\mu k} v_{rel}, \quad (1)$$

wobei die reduzierte Masse  $\mu$  des Zwei-Körper-Systems durch

$$\mu = \left[ \frac{1}{m_R} + \frac{1}{m_H} \right]^{-1} \quad (2)$$

gegeben ist. Zur Bestimmung der effektiven Robotertermasse  $m_R$  wird statt des stark vereinfachenden Ausdrucks aus der TS die Definition [10]

$$m_R = \{ \mathbf{u}^T \cdot [\mathbf{J}_t(\mathbf{q}) \mathbf{M}^{-1}(\mathbf{q}) \mathbf{J}_t^T(\mathbf{q})] \cdot \mathbf{u} \}^{-1} \quad (3)$$

zugrunde gelegt. Dabei ist  $\mathbf{u}$  der Einheitsvektor in Bewegungsrichtung,  $\mathbf{q}$  die Roboterpose (Gelenkwinkel) zum Zeitpunkt des Kontakts,  $\mathbf{J}_t$  der translatorische Teil der Jacobi-Matrix und  $\mathbf{M}$  die Trägheitsmatrix des Manipulators. Für die effektive Masse des Körperbereichs  $m_H$  und dessen effektive Federkonstante  $k$  sind in der TS entsprechende Werte benannt. Zur besseren Nachbildung der viskoelastischen Eigenschaften des menschlichen Körpergewebes werden in der Messanordnung wie auch in Validierungsmessungen in der Praxis jedoch neben einer mechanischen Feder zusätzlich Dämpfungselemente gemäß [1] verwendet, die die effektive Kontaktsteifigkeit reduzieren; zudem können Nachgiebigkeiten in den Roboterjunkten und -gliedern zu einer weiteren Verringerung beitragen. In erster Näherung können diese Beiträge als zusätzliche Federkonstanten  $k_D$ ,  $k_R$  in Reihe mit der effektiven Steifigkeit der Körperregion  $k$  zu einer Ersatzfederkonstante  $\tilde{k}$  zusammengefasst werden:

$$\tilde{k} = \left[ \frac{1}{k} + \frac{1}{k_D} + \frac{1}{k_R} \right]^{-1}. \quad (4)$$

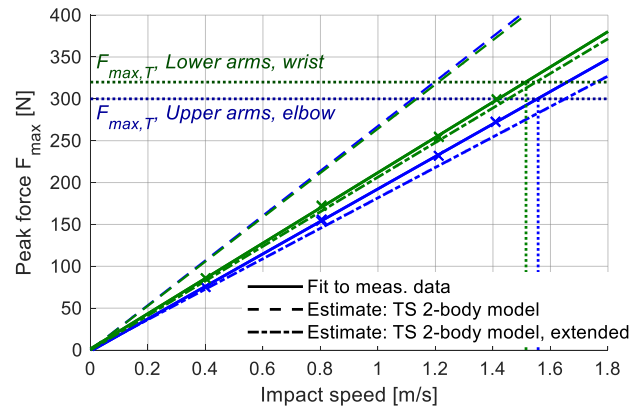
Die Bestimmung einer effektiven Robotersteifigkeit  $k_R$  für die jeweilige Roboterpose und Bewegungsrichtung kann unter Kenntnis der Gelenksteifigkeiten analog zu Gl. (3) erfolgen.

Als Federkonstanten für die beiden Dämpfungselemente wurden basierend auf der experimentellen Untersuchung ihres Belastungsverhaltens (3.2) folgende Werte gewählt:

- Shore A70, 7 mm:  $k_{D,A70} \approx 240 \text{ N/mm}$
- Shore A30, 14 mm:  $k_{D,A30} \approx 36 \text{ N/mm}$

Anzumerken ist hierbei, dass diese Werte lediglich eine grobe Approximation des deutlich nichtlinearen viskoelastischen Verhaltens der Dämpfungselemente darstellen.

Bild 10 vergleicht die resultierenden Modellschätzungen nach Gl. (1),  $F(v, k)$  bzw.  $F(v, \tilde{k})$ , mit experimentell ermittelten Maximalkräften für Anprall am Ober- bzw. Unterarm.



**Bild 10** – Spitzenkräfte und Regressionsgerade für Anprall am Oberarm (blau) und Unterarm (grün) im Vergleich zu Modellschätzungen gemäß TS Modell ohne bzw. mit Berücksichtigung zusätzlicher Steifigkeitsparameter ( $m_R \approx 10,4 \text{ kg}$ ,  $k_{D,A70} \approx 240 \text{ N/mm}$ ,  $k_{D,A30} \approx 36 \text{ N/mm}$ ,  $k_R \approx 85 \text{ N/mm}$ ).

### 5.2 Einfluss auf Sicherheitskonfiguration

Wie erwartet beschreibt die Modellschätzung  $F(v, \tilde{k})$  unter Berücksichtigung der zusätzlichen Steifigkeitsparameter die experimentell ermittelten Spitzenkräfte besser im Vergleich zur Anwendung des TS-Modells, welches nur die effektive Federkonstante der betroffenen Körperregion einbezieht. Sie erlaubt somit eine genauere und weniger konservative Abschätzung von zu erwartenden Kräften bzw. zulässigen Robotergeschwindigkeiten. In der Praxis lassen sich somit bessere Initialwerte für Überwachungsparameter kollaborativer Applikationen bestimmen, was den Aufwand für Validierungsmessungen und iteratives Nachjustieren reduziert.

### 5.3 Alternative Kriterien

Während sich ISO/TS 15066 [5] und das von der DGUV vorgeschlagene Vorgehen [1] zur Risikobeurteilung auf Spitzenkraft und Spitzendruck konzentrieren, berichtet die biomechanische Literatur Arbeiten (z.B. [13]) zur Bestimmung einer Korrelation zwischen Schmerz und Indikatoren wie Spannung, Aufprallverschiebung, Kraft- und Spannungsimpuls, kinetischer Energie und der Energie, die in das menschliche Gewebe eingetragen wird.

Auch wenn sich die Beurteilung der Schwere einer Kollision durch die Spitzengrößen und der in den Standards referenzierten Grenzwerte in den letzten Jahren zu etablieren scheint, so sehen wir hierin eine wesentliche Schwäche. Spitzenwerte werden effektiv durch endliche Bandbreiten der mechanischen Übertragung und der Signalverarbeitung gefiltert. Kleine Unterschiede im Filter können bereits den Ausschlag dafür geben, ob eine Situation als harmlos oder als kritisch eingestuft wird.

Eine robustere Alternative das Verletzungsrisiko zu charakterisieren sind integrale Größen, da diese Messspitzen auf natürliche Weise glätten und als physikalisch motivierter Filter betrachtet werden können. Ein Beispiel hierzu ist die Leistungsflussdichte

$$S = \frac{\Delta W}{\Delta t \cdot A} \left[ \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \right], \quad (5)$$

mit der in das menschliche Gewebe übertragenen Energie  $\Delta W$ , der Kontaktdauer  $\Delta t$  und der Kontaktfläche  $A$ . Mit steigendem  $\Delta W$  steigt auch  $S$  und damit das Verletzungsrisiko. Mit steigendem  $\Delta t$  oder steigendem  $A$  dagegen sinkt das Verletzungsrisiko. Kraft  $f$  und Druck  $p$  sind durch den Zusammenhang

$$\Delta W = \int f \, ds \text{ und } \frac{\Delta W}{A} = \int p \, ds \quad (6)$$

auf natürliche Weise verbunden und müssen somit nicht als zwei separate Kriterien betrachtet werden.

Unter geeigneten Annahmen für eine zeitunabhängige Näherung der Kontaktfläche  $A$  und der Abschätzung der ins Gewebe übertragenen Energie als Funktion von kinetischer Energie des Roboters und potenzieller Energie des Pendels lässt sich mit dem vorgestellten Versuchsaufbau die Energieflussdichte ohne zusätzliche Kraft- oder Drucksensoren bestimmen. Biomechanische Grenzwerte können aus den bekannten Werten für Druck und Kraft berechnet werden. Besondere Aufmerksamkeit muss hierbei dem Beitrag der Antriebsenergie des Roboters während des Kontakts gewidmet werden. Auch eine Worst-Case Betrachtung im Sinne der gesamten übertragenen Energie, ähnlich dem Zwei-Körper Modell der ISO/TS 15066, ist denkbar. Derzeit sind Literaturwerte für Schmerz- und Verletzungsschwellen anhand von Leistungsflussdichten nur vereinzelt vorhanden [11][12][13].

## 6 Zusammenfassung und Ausblick

Um den freien Anprall des Roboters an einen Körperbereich getreu nachzustellen, eignet sich eine Pendelanordnung. Anprallende Roboterfläche, reaktive Trägheit und Kontakteigenschaften lassen sich flexibel wählen und die Aufhängung ist nahezu reibungsfrei. Mit diesem Ersatzmodell lassen sich Konstruktion und Bewegungen des Roboters auf Eignung für die MRK gemäß PFL überprüfen. Der freie Anprall wird direkt vermessen und die auftretenden Kontaktkräfte müssen nicht aus einer Skalierung der Messung des geklemmten Anpralls ermittelt werden.

Die so erhaltenen Maximalkräfte lassen sich gut mit einer Erweiterung des Zweikörpermodells aus ISO/TS 15066 beschreiben, in der sowohl eine genauere Berechnung der effektiven Robotermaße als auch alle Beiträge zur Gesamtsteifigkeit des Kontakts berücksichtigt sind.

Spitzenwerte werden durch die endlichen Bandbreiten der mechanischen Struktur, der Kraftsignalmessung, -übertragung und -verarbeitung durch effektive Tiefpassfilterung verfälscht und gesenkt. Die Beurteilung der Schwere eines transienten Kontakts lässt sich voraussichtlich robuster und reproduzierbarer durch die Messung und den Vergleich von integrierten Kraft- oder Druckverläufen erreichen. Die Leistungsflussdichte ist eine für Bagatellverletzungen an stumpfen Geometrien intuitive Beurteilungsgröße.

## Literatur

- [1] DGUV-Information „Kollaborierende Robotersysteme – Planung von Anlagen mit der Funktion Leistungs- und Kraftbegrenzung“, Ausgabe 08/2017, FB HM-080, [www.dguv.de/medien/fb-holzundmetall/publikationen-dokumente/infoblaetter/in-fobl\\_deutsch/080\\_roboter.pdf](http://www.dguv.de/medien/fb-holzundmetall/publikationen-dokumente/infoblaetter/in-fobl_deutsch/080_roboter.pdf)
- [2] H. Staab, C. Byner, D. Clever, B. Matthias, "A Pendulum Apparatus to Evaluate Unconstrained Human-Robot Contact," *ISR - 52nd International Symposium on Robotics*, Dec. 09-10, 2020, Online-Event
- [3] Directive 2006/42/EC on Machinery, Official Journal of the European Union L157/24 (2006).
- [4] ISO 10218-2:2011, Robots and robotic devices – Safety requirements for industrial robots – Part 2: Robot systems and integration, ISO, Geneva (2011).
- [5] ISO/TS 15066:2016, Robots and robotic devices – Collaborative robots, ISO, Geneva (2016).
- [6] GTE Industrieelektronik GmbH, Force and Pressure Measurement System for Collaborative Robots, [www.gte.de/product/force-measuring-systems-for-collaborating-robots/?lang=en](http://www.gte.de/product/force-measuring-systems-for-collaborating-robots/?lang=en), accessed 2022-01-05.
- [7] Collision measurement set PRMS for human-robot collaboration, [www.pilz.com/en-INT/products/robotics/prms/prms](http://www.pilz.com/en-INT/products/robotics/prms/prms), accessed 2022-01-05.
- [8] Sunrise Six-Axis Loadcell M3314A4, [www.sri-sensor.com/195.html](http://www.sri-sensor.com/195.html), accessed 2022-01-05.
- [9] TekScan Pressure Mapping Technology, [www.tekscan.com/products-solutions/pressure-mapping-technology](http://www.tekscan.com/products-solutions/pressure-mapping-technology), accessed 2022-01-05.
- [10] O. Khatib, "Inertial Properties in Robotic Manipulation: An Object-Level Framework", *International Journal of Robotics Research*, 14(1), 19–36 (1995).
- [11] R. Sugiura, T. Fujikawa, R. Nishikata, T. Nishimoto, "Soft Tissue Bruise Injury by Blunt Impact in Human-Robot Interaction – Difference of Tolerance between Chest and Extremities", *Intl. Conf. on Control, Automation and Systems (ICCAS 2019)*.
- [12] G.T. Desmoulin, G.S. Anderson, "Method to Investigate Contusion Mechanics in Living Humans", *J. Forensic Biomech.* Vol.2, Art. ID F100402 (2011).
- [13] B. Povse, D. Koritnik, T. Bajd, M. Munih, "Correlation between impact-energy density and pain intensity during robot-man collision", *Proceedings, Intl. Conf. on Biomedical Robotics and Biomechatronics*, 179–183 (2010).

# Weiche Robotersysteme: Chancen und Herausforderungen

## Soft Material Robotic Systems: Chances and Challenges

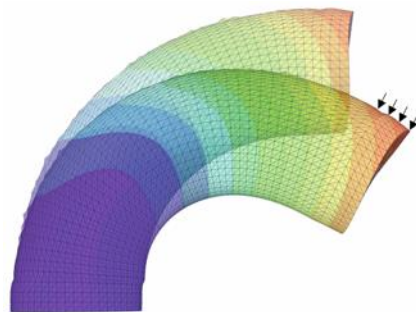
M.Sc. Rebecca Berthold, Dr.-Ing. Stephanie Kahms, Prof. Dr.-Ing. Jörg Wallaschek, Leibniz Universität Hannover, Institut für Dynamik und Schwingungen, 30823 Garbsen, Deutschland, wallaschek@ids.uni-hannover.de

### Kurzfassung

In den letzten Jahren wurde eine Vielzahl unterschiedlichster Robotersysteme aus weichen Materialien entwickelt. Dank ihrer geringen Steifigkeit und der daraus resultierenden Flexibilität werden diese als vorteilhaft in Bezug auf den Umgang mit unbekannten Objekten oder der Interaktion mit ihrer Umgebung angesehen. Die Entwicklung und Nutzung von weichen Robotersystemen für reale Anwendungsfälle ist jedoch eine Herausforderung, die bis heute besteht. Die systematische Synthese von weichen Robotersystemen erfordert geeignete Werkzeuge zur Modellierung des Systemverhaltens. Klassische Modellierungsmethoden und Werkzeuge für klassische, starre Robotersysteme können nicht mehr verwendet werden: Große elastische Verformungen von Bauteilen und nichtlineares Materialverhalten müssen bei der Modellierung der Statik und Dynamik berücksichtigt werden. Kontakt- und Struktursteifigkeit lassen sich bei der Modellierung von Kontakt und Reibung nicht mehr trennen. Dadurch ergeben sich insbesondere für die Kontaktmodellierung und die Regelung des Gesamtsystems Herausforderungen, die überwunden werden müssen. Gegenwärtig werden weiche Robotersysteme meist im Trial-and-Error-Verfahren entwickelt. Um diese Lücke zu schließen und eine zielgerichtete Entwicklung weicher Robotersysteme zu ermöglichen, wird im Projekt „Einheitliche Methodologie zur Modellierung und zum Entwurf weicher Roboter – Die Soft Material Robotics Toolbox (SMaRT)“ im Rahmen des Schwerpunktprogramms 2100 Soft Material Robotic Systems der Deutschen Forschungsgemeinschaft eine universelle Modellierungsmethode für weiche Robotersysteme entwickelt. Diese sogenannte Toolbox umfasst notwendige und fehlende Werkzeuge und Methodiken für die gezielte und unkomplizierte Entwicklung und Design-Optimierung dieser neuartigen Robotersysteme. Dadurch soll das Potential weicher Robotersysteme umgesetzt und in industriellen und medizintechnischen Bereichen eingesetzt werden.

Die Methoden werden am Beispiel eines pneumatischen Aktors entwickelt. Dieser verfügt über drei Luftkammern entlang seiner Längsachse. Die durch die Druckluft resultierende Längenänderung der Kammer führt zu einer Verformung des gesamten Aktors. Durch kombinierte Ansteuerung der einzelnen Kammern, können auch komplexe Bewegungsabläufe realisiert werden. Der Aktor wird zum einen mit der gut erforschten Finite Elemente Methode modelliert. Für weniger komplexe und damit recheneffizientere Simulationen wurde ein Cosserat-Modell entwickelt, dessen Parameter mithilfe des FE-Modells identifiziert werden [2]. Darüber hinaus werden die Modelle anhand eines Prüfstands validiert und identifiziert [1].

Der Beitrag soll einen Überblick über das Potential weicher Robotersysteme sowie Methodiken zur Beschreibung des Systems geben.



### Literatur

- [1] Bartholdt, M. N.; Wiese, M.; Schappler, M.; Spindeldreier, S.; Ratz, A.: *A Parameter Identification Method for Static Cosserat Rod Models: Application to Soft Material Actuators with Exteroceptive Sensors*. IROS. In press. (2021).
- [2] Berthold, R.; Bartholdt, M. N.; Wiese, M.; Kahms, S.; Spindeldreier, S.; Ratz, A.: *A preliminary study of Soft Material Robotic Modelling: Finite Element Method and Cosserat Rod Model*. ICCMA. In press. (2021)

# Parallele Seilroboter: Endlose Rotation durch Hybridstruktur

## Cable-Driven Parallel Robots: Unlimited Rotation with hybrid structure

Thomas Reichenbach, Felix Trautwein, Andreas Pott, Alexander Verl, Universität Stuttgart, Institut für Steuerungstechnik der Werkzeugmaschinen und Fertigungseinrichtungen, Seidenstr. 36, 70174 Stuttgart, Deutschland, thomas.reichenbach@isw.uni-stuttgart.de

### Kurzfassung

Parallele Seilroboter bieten im Gegensatz zu konventionellen parallelen und seriellen Industrierobotern den Vorteil eines großen Arbeitsraums, der flexibel angepasst oder gar in Betrieb rekonfiguriert werden kann. Allerdings wird der Gesamtorientierungsarbeitsraum eines parallelen Seilroboters kleiner, je mehr die Roboterplattform um die jeweilige Raumachse rotiert wird. In dieser Arbeit wird daher eine Möglichkeit vorgestellt, wie eine endlose Rotation durch die Anpassung der Roboterstruktur durchgeführt werden kann. Um diese neue Klasse von Robotern zu modellieren, wird zunächst ein generisches kinematisches Modell aufgebaut, mit dem es möglich ist, die inverse Kinematik sowie die Seilkraftverteilung, den zulässigen Arbeitsraum und Seil-Seil-Kollisionen zu berechnen. Als Grundlage dient dabei eine Beschreibung dieser speziellen Roboterstruktur als hybrides System mit gekoppelten Teilplattformen, die jeweils parallel mit Seilen verspannt werden. Anschließend wird der Versuchsstand eines Seilroboters mit endloser Drehachse vorgestellt, auf dem die Ergebnisse experimentell validiert wurden.

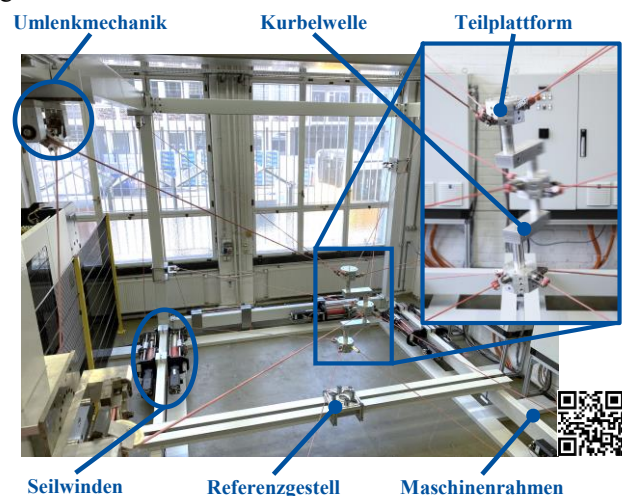
### Abstract

In contrast to conventional parallel and serial industrial robots, cable robots offer the advantage of a large workspace that can be flexibly adapted or even reconfigured in operation. However, the total orientation workspace of a parallel cable robot becomes smaller the more the robot platform is rotated around the respective spatial axis. Therefore, this paper presents a way to perform unlimited rotations by adjusting the robot structure. In order to model this new class of robots, a generic kinematic model is built, with which it is possible to calculate the inverse kinematics as well as the cable force distribution, the wrench-feasible workspace and cable-cable collisions. The basis for this is a description of this special robot structure as a hybrid system with coupled partial platforms, each of which is tensioned in parallel with cables. Subsequently, a concept of a cable robot with an unlimited rotation axis was built as a testbed and experimentally validated.

## 1 Einleitung

Seilgetriebene parallele Roboter (kurz: Seilroboter) sind spezielle Parallelroboter, die Seile anstatt von Schubgelenken für die Bewegung der Plattform verwenden. Durch das koordinierte Längen und Kürzen der Seile kann hierbei die Plattform innerhalb des Rahmens positioniert und orientiert werden [1]. Aufgrund der geringen Eigenmasse der Seile und Plattform können Seilroboter als Leichtbauform der Gough-Stewart-Plattform angesehen werden. Hohe Plattformgeschwindigkeiten von über 30 m/s und Beschleunigungen von über 400 m/s<sup>2</sup> sind aufgrund der geringen bewegten Masse möglich [2]. Zusätzlich kann der Arbeitsraum eines Seilroboters durch die geringe Anzahl und das geringe Gewicht der verwendeten Komponenten flexibel gestaltet werden [3]. Durch potenzielle Seil-Seil-Kollisionen ist der Orientierungsarbeitsraum bei einem Seilroboter jedoch eingeschränkt. Rotationen von mehr als 45° sind nur mit speziellen Anordnungen möglich, endlos rotierende Raumachsen wurden lange für unmöglich gehalten und erstmals 2015 theoretisch beschrieben [4]. Dagegen sind endlos rotierende Achsen eine Standardfunktion bei kommerziellen, seriellen Robotern. Wird jedoch zusätzlich eine große Reichweite (z.B. von 15 m) gefordert, scheiden serielle Roboterkinematiken ebenfalls aus. Daher wird in dieser Arbeit ein Seilroboter vorgestellt, der eine

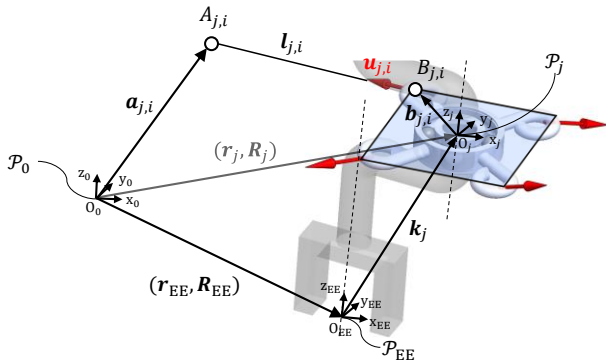
endlose Rotation um eine Raumachse erlaubt, die ausschließlich durch die Aktuierung der Seile erzeugt wird. In Bild 1 ist das Konzept der endlosen Drehachse eines Seilroboters am Versuchsstand *COPacabana* des ISW dargestellt.



**Bild 1** Umgebauter Versuchsstand *COPacabana* mit Teilplattformen und Kurbelwelle für die Durchführung einer endlosen Rotation



Dies bietet eine Möglichkeit zusätzliche Aktorik auf der Plattform zu vermeiden und damit den Aufwand, die Fehleranfälligkeit und das zusätzliche Gewicht eines Medien-speichers oder einer externen Medienversorgung zu umgehen. Die endlose Rotation kann somit unter Erhaltung der guten Dynamik eines Seilroboters in allen Freiheitsgraden erreicht werden. Für die Erzeugung der endlosen Rotation ist die Anpassung der bisherigen Plattformstruktur notwendig. Hierfür wurde die sonst starre Plattform des Seilroboters durch eine Kombination von mehreren gekoppelten Teilplattformen ersetzt. Dabei entsteht eine Hybridstruktur: Die innenliegenden gekoppelten Teilplattformen sind passiv durch Gelenke gekoppelt, während die einzelnen Teilplattformen als Parallelstruktur über Seile angetrieben werden. Wird eine der Teilplattformen exzentrisch zu den anderen Drehachsen angeordnet, kann eine endlose Rotation durch die Relativbewegung zwischen den Teilplattformen erzeugt werden (Kurbelwellenprinzip). Einsatzgebiete können beispielsweise Pick-and-Place-Anwendungen, Reinigungsaufgaben im Flugzeugbau, die Verwendung als Simulatoren sowie die Handhabung von Kameras in der Inspektions- oder Unterhaltungsindustrie sein. Weiterhin könnten Seilroboter mit endloser Drehachse für die Bewegungstherapie oder zum Patientenhandling im Gesundheitswesen eingesetzt werden.



**Bild 2** Geometrische Zusammenhänge und kinematische Kette eines verallgemeinerten mehrplattformigen Seilroboters mit endloser Rotationsachse

Pott und Miermeister [4, 5] schlagen Seilroboter mit einer speziellen Geometrie der Plattformen vor, die eine endlose Rotation des Endeffektors ermöglichen. Die Autoren ersetzen die Plattform dazu durch eine idealisierte Kurbelwellengeometrie, bei der jeweils drei oder vier Seile an einem gemeinsamen Punkt befestigt sind. Die Konstruktion und der praktische Aufbau einer Kurbelwellengeometrie mit punktförmigen Anschlagpunkten ist jedoch sehr aufwändig zu fertigen. Außerdem ändern sich die Eigenschaften diskontinuierlich, wenn die geometrischen Bedingungen der gemeinsamen Befestigungspunkte nicht erfüllt sind. Werden stattdessen herkömmliche Drehgelenke für die mechanische Konstruktion verwendet, werden dem System zusätzliche Freiheitsgrade hinzugefügt, da jedes Gelenk als Seilroboterplattform beschrieben werden kann.

Lau et al. stellen eine beliebige Seilführung für mehrgliedrige Seilroboter vor [6]. Die Autoren zeigen, dass alle möglichen Seilverläufe in einer einzigen Darstellung beschrieben werden können. Rezazadeh et al. präsentieren Arbeitsraumberechnungen für Mehrkörper-Seilroboter unter Ver-

wendung verallgemeinerter Kräfte und der Lagrange-Methode [7]. Beide Beiträge zeigen, dass eine einzige Repräsentation jedes Körpers innerhalb eines Mehrkörper-Seilrobotersystems möglich ist.

Diese Arbeit knüpft an die Vorarbeiten aus [8] an und erweitert die vorhandenen ebenen Robotermodelle durch eine generische räumliche Beschreibung. Zusätzlich wird die Modellbeschreibung auf vorhandene Methoden zur Berechnung und Auslegung von klassischen Seilrobotern angewandt. Anschließend wird ein ausgewähltes Konzept am institutseigenen Versuchsstand *COPacabana* [9] untersucht und validiert.

## 2 Kinematische Modellierung

### 2.1 Inverse Kinematik

Die grundlegenden geometrischen Zusammenhänge von Seilrobotern mit einer Plattform wurden bereits in [10] hergeleitet und bilden die Ausgangsbasis für die durchgeführten Modellierungen. Diese Beschreibung wird dahingehend erweitert, dass mehrere gekoppelte Plattformen mit Seilen im Raum bewegt werden können. Durch das Drehgelenk als mechanische Verbindung zwischen den Teilplattformen und einer Kurbelwelle, muss, im Gegensatz zu den idealisierten Modellierungen aus [4, 5], der Abstand zwischen der Drehachse und dem tatsächlichen Befestigungspunkt des Seils an der Teilplattform berücksichtigt werden. Entsprechend der gängigen Notation im Bereich der Seilrobotik wird dies über einen lokalen Ortsvektor dargestellt. Zusätzlich wird ein weiteres Koordinatensystem am Endeffektor eingeführt, das die gängige Vektorschleife einer Plattform um zwei Komponenten erweitert. Die verallgemeinerte Darstellung der geometrischen Zusammenhänge und der kinematischen Kette zur Berechnung der inversen Kinematik sind in Bild 2 dargestellt.

Mit Vernachlässigung des Seildurchhangs, der Befestigungselemente und Umlenkmechaniken, kann ein idealer Seillängenvektor  $l_{j,i}$  zwischen den Befestigungspunkten am Rahmen  $A_{j,i}$  und der Plattform  $B_{j,i}$  aufgestellt werden. Dabei ist  $j = 1, \dots, p$  der Plattformindex und  $i = 1, \dots, m_j$  der Seilindex je Plattform. Die Berechnung der Seillängen  $l_{j,i}$  erfolgt mit der zusätzlichen Verschiebung  $k_j$  von Endeffektor  $\mathcal{P}_{EE}$  zur Teilplattform  $\mathcal{P}_j$ ,

$$l_{j,i} = \|l_{j,i}\|_2 = \|a_{j,i} - r_{EE} - R_{EE}k_j - R_j b_{j,i}\|_2. \quad (1)$$

Dabei müssen die Rotation des Endeffektors  $R_{EE}(\alpha, \beta, \gamma)$  und der Teilplattformen  $R_j$  in Abhängigkeit des ortsfesten Referenzkoordinatensystems  $\mathcal{P}_0$  berücksichtigt werden. Die Seillänge  $l_{j,i}$  wird mit der euklidischen Norm  $\|\cdot\|_2$  des Seillängenvektors  $l_{j,i}$  bestimmt. Die Position der Teilplattform  $j$  kann mit  $r_j = r_{EE} + R_{EE}k_j$  ermittelt werden. Für den normierten Seilvektor gilt  $u_{j,i} = \frac{l_{j,i}}{\|l_{j,i}\|_2}$ .

### 2.2 Statik mehrplattformförmiger Seilroboter mit endloser Rotationsachse

Die Teilplattformen und Koppellelemente können bei der statischen Modellierung getrennt betrachtet werden. Die modellierten Teilsysteme werden im Anschluss zu einer



Gesamtstruktur zusammengebaut, indem gemeinsame Reaktionskräfte eingeführt werden, die die wirkenden Kopplungen zwischen den Teilsystemen beschreiben. Eine Teilplattform befindet sich im statischen Gleichgewicht, wenn

$$\mathbf{A}_j^T \mathbf{f}_j - \mathbf{C}_j^T \boldsymbol{\lambda}_j + \mathbf{w}_{p,j} = \mathbf{0}, \quad (2)$$

erfüllt wird. Die Gleichung beinhaltet die Strukturmatrix  $\mathbf{A}_j^T$ , den Seilkraftvektor  $\mathbf{f}_j = [f_{j,1} \dots f_{j,m_j}]^T$ , die Bindungsmatrix  $\mathbf{C}_j^T$  des Gelenks, die Reaktionskräfte  $\boldsymbol{\lambda}_j$  (Lagrange-Multiplikatoren) des Gelenks und den eingepprägten Kraftwinder  $\mathbf{w}_{p,j}$  auf die jeweilige Teilplattform. Die Einträge der Bindungsmatrix  $\mathbf{C}_j^T$  stellen dabei die erlaubten Wirkrichtungen der Reaktionskräfte dar. Die verwendeten Drehgelenke nehmen dabei Reaktionskräfte in alle Raumachsen und Drehmomente um die  $x$ - und  $y$ -Achse des Koordinatensystems der Teilplattform  $\mathcal{P}_j$  auf. Die Bindungsmatrix eines Drehgelenks kann folglich mit

$$\mathbf{C}_j^T = \begin{bmatrix} \mathbf{E} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & (\mathbf{R}_{EE}^z \mathbf{e}_{EE}) \times (\mathbf{R}_j^x \mathbf{e}_j) & (\mathbf{R}_{EE}^z \mathbf{e}_{EE}) \times (\mathbf{R}_j^y \mathbf{e}_j) \end{bmatrix} \in \mathbb{R}^{6 \times 5}, \quad (3)$$

beschrieben werden. Für die Berechnung werden hierfür die Einheitsmatrix  $\mathbf{E}$ , die Rotationsmatrizen von Endeffektor  $\mathbf{R}_{EE}$  und Teilplattform  $\mathbf{R}_j$ , der Einheitsvektor  $^z\mathbf{e}_{EE}$  der endlosen Rotationsachse des Endeffektorkoordinatensystems  $\mathcal{P}_{EE}$  und der Einheitsvektoren  $^{(x,y)}\mathbf{e}_j$  der  $x$ - und  $y$ -Achse des Teilplattformkoordinatensystems  $\mathcal{P}_j$  verwendet, welche orthogonal zur Drehachse des Gelenks liegen. Das statische Gleichgewicht des Koppellements,

$$\tilde{\mathbf{C}}_1^T \boldsymbol{\lambda}_1 + \dots + \tilde{\mathbf{C}}_p^T \boldsymbol{\lambda}_p + \mathbf{w}_{p,k} = \mathbf{0}, \quad (4)$$

beinhaltet somit die Reaktionskräfte  $\boldsymbol{\lambda}_j = [\lambda_{j,1} \dots \lambda_{j,5}]^T$  durch die Gelenke, den eingepprägten Kraftwinder  $\mathbf{w}_{p,k}$  auf das Koppellement und die Bindungsmatrix  $\tilde{\mathbf{C}}_j^T$ , welche den Zusammenhang der Reaktionskräfte und dem Kraftwinder auf den Endeffektor beschreibt. Um die Reaktionskräfte  $\boldsymbol{\lambda}_j$  des Drehgelenks aus den Gleichungen (2) und (4) zu eliminieren, wird die Bindungsmatrix  $\tilde{\mathbf{C}}_j^T$  mit  $\tilde{\mathbf{C}}_1^T = \mathbf{Q}_j \mathbf{C}_j^T$  transformiert. Dabei entspricht

$$\mathbf{Q}_j = \begin{bmatrix} \mathbf{E} & \mathbf{0} \\ [\mathbf{R}_{EE}^k \mathbf{e}_j]_{\times} & \mathbf{E} \end{bmatrix} \in \mathbb{R}^{6 \times 6}, \quad (5)$$

mit  $[\cdot]_{\times}$  als schiefsymmetrische Matrix. Damit sei  $[\mathbf{a}]_{\times}$  so definiert, dass  $\mathbf{a} \times \mathbf{b} = [\mathbf{a}]_{\times} \mathbf{b}$  für jeden Vektor  $\mathbf{b}$  gilt. Abschließend lässt sich das statische Gleichgewicht in der typischen Notation für parallele Seilroboter formulieren und die Gleichungen (1) bis (5) können in die bekannte Form eines linearen Gleichungssystems in den Seilkräften

$$\underbrace{[\mathbf{Q}_1 \mathbf{A}_1^T \dots \mathbf{Q}_p \mathbf{A}_p^T]}_{\Theta^T \mathbf{f}} \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{f}_1 \\ \vdots \\ \mathbf{f}_p \end{bmatrix}}_{\boldsymbol{\tau}_p} + \underbrace{[\mathbf{Q}_1 \dots \mathbf{Q}_p]}_{\boldsymbol{\tau}_p} \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{w}_{p,1} \\ \vdots \\ \mathbf{w}_{p,p} \end{bmatrix}}_{\boldsymbol{\tau}_p} + \mathbf{w}_{p,k} = \mathbf{0}, \quad (6)$$

überführt werden. Somit können bekannte Berechnungsverfahren aus dem Stand der Forschung auf Seilroboter mit endloser Drehachse angewendet werden.

### 3 Modellanalyse

Aus den generischen Beschreibungen in Abschnitt 2 sollen in diesem Abschnitt die theoretischen Untersuchungen anhand eines ausgewählten Roboterkonzepts (*3PI2C*) beschrieben werden. Die Notation wird aus der Anzahl an Plattformen ( $P$ ) sowie der Anzahl an Seilen ( $C$ ) gebildet. Neben dem Konzept *3PI2C* wurden weitere hybride Strukturen gefunden, wie z.B. *3P9C* und *2PI0C*. Die roboterspezifischen Eigenschaften des Konzepts *3PI2C* (Geometrie, Massen, Seilkraftgrenzen) sind in Tabelle 1 dargestellt.

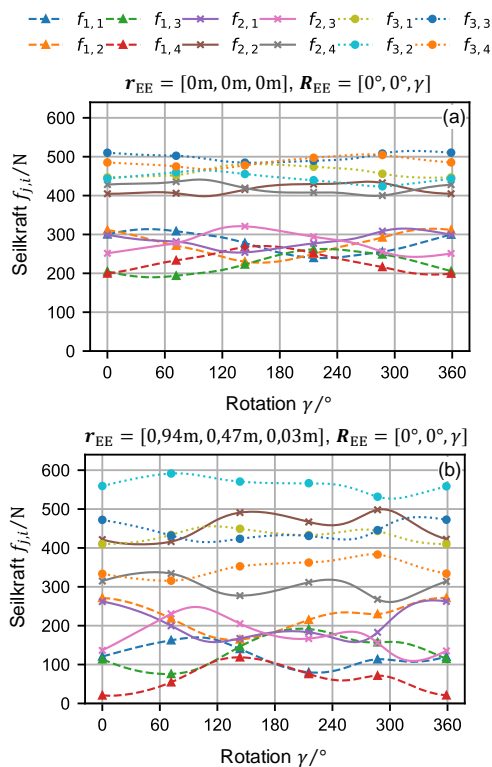
#### 3.1 Seilkraftverteilung

Die Berechnung der Seilkräfte  $\mathbf{f}_j = [f_{j,1} \dots f_{j,m_j}]^T$  je Teilplattform erfolgt für Gleichung (6). Für die Berechnung der Seilkraftverteilung sind zusätzliche Randbedingungen notwendig:  $f_{\min} < f_{j,i} < f_{\max}$ .

**Tabelle 1** Geometrische und technische Randbedingungen des Konzepts *3PI2C*

Anzahl Seile	$m_{\text{ges}} = 12$
Anzahl an Plattformen	$p = 3$
Aufteilung Seile je Plattform	$\mathcal{P}_1: m_1 = 4$ $\mathcal{P}_2: m_2 = 4$ $\mathcal{P}_3: m_3 = 4$
Seilbefestigung am Rahmen	$\mathbf{a}_{1,1} = [-2,0 \quad 1,9 \quad 2,8] \text{ m}$ $\mathbf{a}_{1,2} = [2,2 \quad 1,9 \quad 2,8] \text{ m}$ $\mathbf{a}_{1,3} = [2,0 \quad -1,9 \quad 2,7] \text{ m}$ $\mathbf{a}_{1,4} = [-1,9 \quad -1,9 \quad 2,8] \text{ m}$ $\mathbf{a}_{2,1} = [-2,0 \quad 1,7 \quad 2,2] \text{ m}$ $\mathbf{a}_{2,2} = [2,7 \quad 1,7 \quad 0,6] \text{ m}$ $\mathbf{a}_{2,3} = [2,7 \quad -1,7 \quad 2,1] \text{ m}$ $\mathbf{a}_{2,4} = [-2,7 \quad -1,7 \quad 0,7] \text{ m}$ $\mathbf{a}_{3,1} = [-2,3 \quad 1,6 \quad -0,3] \text{ m}$ $\mathbf{a}_{3,2} = [2,3 \quad 1,6 \quad -0,2] \text{ m}$ $\mathbf{a}_{3,3} = [2,3 \quad -1,6 \quad -0,3] \text{ m}$ $\mathbf{a}_{3,4} = [-2,4 \quad -1,6 \quad -0,2] \text{ m}$
Seilbefestigung an der Plattform	$\mathbf{b}_{1,1} = [-0,065 \quad 0,065 \quad -0,028] \text{ m}$ $\mathbf{b}_{1,2} = [0,065 \quad 0,065 \quad 0] \text{ m}$ $\mathbf{b}_{1,3} = [0,065 \quad -0,065 \quad 0,028] \text{ m}$ $\mathbf{b}_{1,4} = [-0,065 \quad -0,065 \quad -0,028] \text{ m}$ $\mathbf{b}_{2,1} = [-0,065 \quad 0,065 \quad 0] \text{ m}$ $\mathbf{b}_{2,2} = [0,065 \quad 0,065 \quad -0,028] \text{ m}$ $\mathbf{b}_{2,3} = [0,065 \quad -0,065 \quad -0,028] \text{ m}$ $\mathbf{b}_{2,4} = [-0,065 \quad -0,065 \quad 0,028] \text{ m}$ $\mathbf{b}_{3,1} = [-0,065 \quad 0,065 \quad 0] \text{ m}$ $\mathbf{b}_{3,2} = [0,065 \quad 0,065 \quad 0] \text{ m}$ $\mathbf{b}_{3,3} = [0,065 \quad -0,065 \quad 0,028] \text{ m}$ $\mathbf{b}_{3,4} = [-0,065 \quad -0,065 \quad 0,028] \text{ m}$
Geometrie der Kurbelwelle	$\mathbf{k}_1 = [0 \quad 0 \quad 0,84] \text{ m}$ $\mathbf{k}_2 = [0 \quad 0,2 \quad 0,44] \text{ m}$ $\mathbf{k}_3 = [0 \quad 0 \quad 0,05] \text{ m}$
Masse der Teilplattformen und Kurbelwelle	$M_1 = 6,4 \text{ kg}$ $M_2 = 6,4 \text{ kg}$ $M_3 = 6,4 \text{ kg}$ $M_K = 13 \text{ kg}$
Seilkraftgrenzen	$f_{\min} = 20 \text{ N}$ $f_{\max} = 800 \text{ N}$

Da die Strukturgleichung (6) die Form des Standardmodells hat, können die bekannten Kraftverteilungsalgorithmen direkt angewendet werden. Im Rahmen dieser Arbeit wurden die geschlossene Lösung [11] und Dykstra-Methode [12] verwendet. Der theoretische Verlauf der Seilkräfte entlang einer vollständigen Umdrehung ( $\gamma \in [0, 360^\circ]$ ) wird daraufhin für verschiedene Posen des Endeffektors berechnet. In Bild 3 sind die mit der geschlossenen Lösung berechneten Seilkraftverläufe des Seilroboterkonzepts aus Bild 4 dargestellt. Plattform  $j = 1$  entspricht dabei der oberen Teilplattform,  $j = 2$  der mittleren und  $j = 3$  der unteren Plattform. Zusätzlich wurde die Seilkraftverteilung mit der Dykstra-Methode berechnet. Die vollständige Umdrehung wurde mit  $q = 0,001^\circ$  diskretisiert. Wenn zwischen den Teilschritten keine Singularität durchfahren wird, garantiert der Satz von Verhoeven [13] eine stetige Lösung. Mit dem hergeleiteten statischen Modell und der generalisierten Struktur in Gleichung (6) werden nicht nur die Reaktionskräfte der verwendeten Drehgelenke abgebildet, sondern es können auch zusätzliche Kraftwinder auf die Teilplattformen und auf den Endeffektor eingepreist und der Seilkraftverlauf anhand einer Trajektorie untersucht werden. Weiterhin ist eine direkte Berechnung mit den verfügbaren Algorithmen möglich und folglich können diese für die Arbeitsraumberechnung verwendet werden.



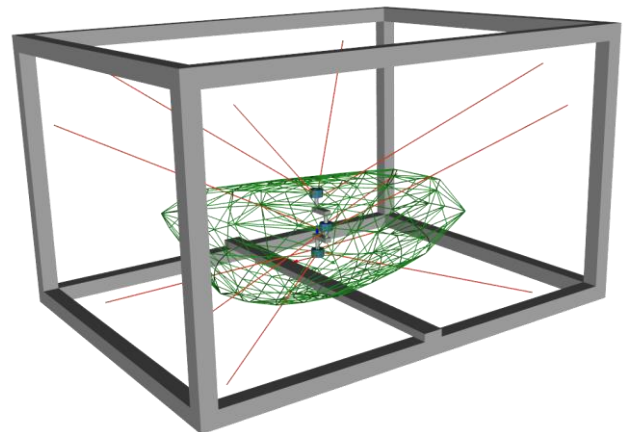
**Bild 3** Berechnete Seilkraftverteilung einer vollständigen Umdrehung des Endeffektors in der Grundpose (a) und am Rand des zulässigen Arbeitsraums (b)

### 3.2 Arbeitsraum

Neben der Berechnung von Seilkraftverläufen, ist für die allgemeine Auslegung eines Seilroboters die Berechnung des Arbeitsraums unerlässlich. Daher wurde der zulässige translatorische Arbeitsraum mit ebenen und räumlichen

Seilroboterkonzepten untersucht. Für die Berechnungen wurden die Methode der räumlichen Diskretisierung [8, 14] und die Hüllen-Methode [15] hinsichtlich der endlosen Drehachse erweitert. Dabei gilt die Pose des Endeffektors als zulässig, wenn alle Seilkraftverteilungen einer vollständigen Umdrehung um die Drehachse  $\gamma \in [0, 360^\circ]$  innerhalb der festgelegten Grenzen  $f_{\min}$  und  $f_{\max}$  liegen. Die maximale Seilkraft  $f_{\max}$  wurde anhand des maximalen Antriebsdrehmoments des verfügbaren Versuchsstands *CO-Pacabana* gewählt. Die minimale Seilkraft  $f_{\min}$  entspricht Erfahrungswerten aus vergangenen Experimenten und verhindert ein Durchhängen der Seile. Um die Berechnungszeit der Arbeitsraumhülle zu minimieren, wurde eine Diskretisierung von  $q = 0,5^\circ$  gewählt.

In Bild 4 ist exemplarisch der Arbeitsraum eines Seilroboterkonzepts dargestellt. Der zulässige Arbeitsraum wurde mit konstanten Rotationswinkeln des Endeffektors  $\alpha = 0^\circ$  und  $\beta = 0^\circ$  berechnet. Allgemein ist eine Abnahme des Arbeitsraumvolumens bei einer geringeren Anzahl an Seilen und gleichbleibenden Seilkraftgrenzen festzustellen. Prinzipiell ist auch ein Seilroboter mit zehn Seilen, zwei Plattformen (*2P10C*) und endloser Rotationsachse möglich, jedoch mit der Einschränkung eines zum Bauraum verhältnismäßig geringeren Arbeitsraumvolumens von  $2,21 \text{ m}^3$ .

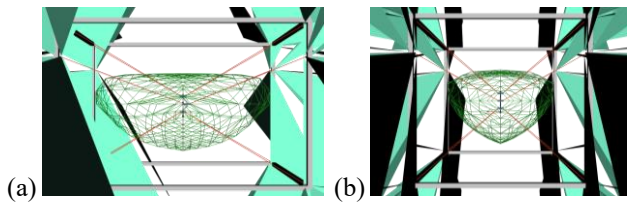


**Bild 4** Konzept eines Seilroboters mit endloser Drehachse (Arbeitsraumvolumen:  $7,90 \text{ m}^3$ ; Pose:  $\mathbf{r}_{EE} = [0\text{m}, 0\text{m}, 0,5\text{m}]$ ,  $\mathbf{R}_{EE}(0^\circ, 0^\circ, 0^\circ)$ )

### 3.3 Seil-Seil-Kollisionsberechnung

Neben dem Kriterium des zulässigen Arbeitsraums, wurde das Berechnungsverfahren des kollisionsfreien Arbeitsraums konstanter Orientierung nach Perrault [16] für Robotersysteme mit mehreren Teilplattformen erweitert. Dabei wird die konstante Orientierung des Endeffektors mit  $\alpha$  und  $\beta$  beschrieben, während das Berechnungsverfahren um die zusätzlichen Schritte  $\gamma$  der vollständigen Umdrehung mit  $q = 0,001^\circ$  ergänzt wurde. Eine Seil-Seil-Kollision liegt vor, wenn sich die Pose des Endeffektors innerhalb eines Kollisionsdreiecks befindet. Schneidet kein Dreieck den berechneten zulässigen Arbeitsraum, kann jede Position innerhalb dieses Arbeitsraums mit konstanten Orientierungen  $\alpha, \beta$  des Endeffektors angefahren werden. Bei den aufgestellten Konzepten kommt es innerhalb des

zulässigen Arbeitsraums zu keinen Seil-Seil-Kollisionen für eine vollständige Umdrehung des Endeffektors  $\gamma \in [0, 360^\circ]$  bei konstanten Rotationswinkeln  $\alpha = \beta = 0^\circ$ . In Bild 5 sind die berechneten Kollisionsdreiecke sowie der zulässige Arbeitsraum dargestellt.



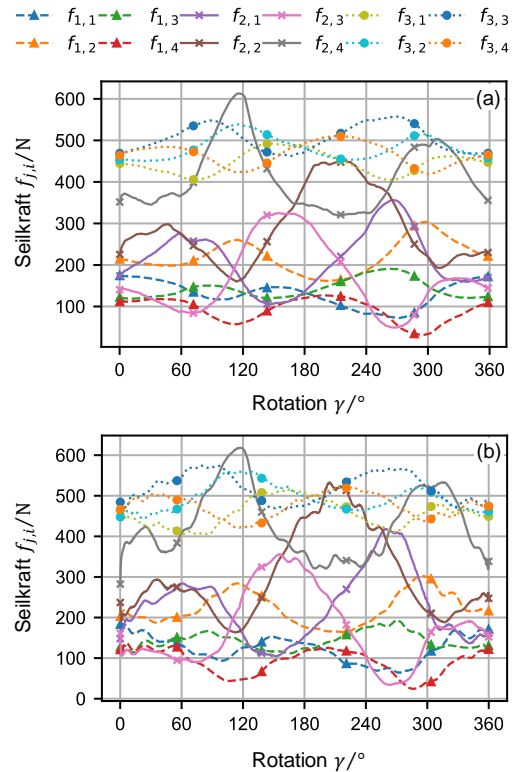
**Bild 5** Kollisionsdreiecke und Arbeitsraum des Konzepts 3P12C in (a) Frontansicht und (b) Seitenansicht

## 4 Experimentelle Validierung

### 4.1 Versuchsstand COPacabana

Für die Validierung der quasistatischen Seilkraftverläufe wurde das Seilroboterkonzept 3P12C elektromechanisch und steuerungstechnisch umgesetzt, da dieses das größte theoretische Arbeitsraumvolumen im Vergleich zu den anderen Konzepten aufweist. Der Maschinenrahmen wurde so angepasst, dass insgesamt 12 Seilwinden innerhalb des Rahmens angebracht werden können. Die Kalibrierung des Rahmens erfolgte mit einem Lasertracker (*Leica AT901-MR*). Weiterhin wurden die Teilplattformen und Kurbelkomponenten mechanisch ausgelegt, konstruiert und gefertigt. In Bild 1 ist der umgebaute Versuchsstand dargestellt. Für die steuerungstechnische Inbetriebnahme wurden die erarbeiteten theoretischen Ergebnisse aus den vorangegangenen Abschnitten für die verwendete industrielle Steuerungssoftware von *Beckhoff* (*TwinCAT 3.1*) angepasst und implementiert. Die Bahnplanung des Endeffektors erfolgt über den internen CNC-Kern. Dabei werden die Lösungen der inversen und direkten Kinematik in der eingestellten Taktzykluszeit der Steuerung von 1 ms gelöst. Die inverse Kinematik kann dabei durch Gleichung (1) mit vergleichsweise geringem Berechnungsaufwand gelöst werden. Für die Lösung der direkten Kinematik wird ein numerisches Optimierungsverfahren eingesetzt, welche durch eine Startwertabschätzung innerhalb der geforderten Taktzykluszeit in maximal 100 Iterationen konvergiert [17]. Mit mehreren gekoppelten Teilplattformen und der Eigenschaft, dass der Endeffektor nicht im geometrischen Schwerpunkt der Gesamtgeometrie liegt, liegen Startwerte, die nach Pott [17] berechnet wurden, zu weit von den möglichen Lösungswerten entfernt. Durch schlecht gewählte Startwerte benötigt das Optimierungsverfahren viele Iterationen bis zur Konvergenz der Lösung, was die Bedingung der Echtzeitfähigkeit der Steuerung verletzt. Zusätzlich kann die Startwertabschätzung nicht mehr mit der Einschränkung einer kleinen Orientierung angenommen werden. Auf der Steuerung des Versuchsstands wurde daher ein Startwert aus vorherigen Posen der Bahnplanung gewählt. Mit dieser Methode ist es möglich gezielt Stellwinkel der endlosen Drehachse und der Pose mit standardisierten NC-Befehlen nach DIN 66025 vorzugeben. Die Rotation um die Drehachse kann dabei auch ein Vielfaches einer vollständigen Umdrehung betragen. Durch

diese Umsetzung wird es einem Bediener ermöglicht die gewünschte Bahn des Roboters in kartesischen Koordinaten vorzugeben. Der Seilroboter kann somit durch die etablierte Befehlssyntax herkömmlicher Werkzeugmaschinen gesteuert werden. Die Messung der Seilkraft erfolgt über einen in die Seilwinde integrierten Dünnfilmsensor. Der Aufbau der Seilwinden wird von Kraus in [18] ausführlich beschrieben. Die Funktionsweise des Versuchsstands mit einer über NC-Befehle ausgeführten Bahn kann über folgenden Link eingesehen werden: <https://youtu.be/W3yjdWZedkE>.



**Bild 6** Gemittelte Seilkraftverteilungen aus 10 Experimenten über den Verlauf einer vollständigen Umdrehung des Endeffektors in der Grundpose  $\mathbf{r}_{EE} = [0\text{m}, 0\text{m}, 0\text{m}]$ ,  $\mathbf{R}_{EE}(0^\circ, 0^\circ, \gamma)$  mit den Vorschüben (a) F500 (1,39 U/min) und (b) F50000 (139,39 U/min)

### 4.2 Grenzen der Modellierungsansätze

Mit dem Versuchsstand ist es möglich die theoretisch berechneten Seilkraftverteilungen entlang einer vollständigen Umdrehung um die Drehachse mit gemessenen Kraftverläufen aus Experimenten zu vergleichen. In Bild 6 sind die gemessenen Kraftverläufe einer vollständigen Umdrehung im Ursprung des Referenzkoordinatensystems  $\mathcal{P}_0$  im quasistatischen (Vorschub F500; 1,39 U/min (a)) und dynamischen (Vorschub 50000; 139,39 U/min (b)) Fall dargestellt. Die Seilkraftverläufe wurden über jeweils zehn Messungen gemittelt, um auftretendes Messrauschen zu eliminieren. Die maximale Standardabweichung über die Messpunkte mit Vorschub F500 beträgt  $\sigma_{\max, F500} = 15,5\text{N}$  und mit Vorschub F50000  $\sigma_{\max, F50000} = 14\text{N}$ . Die Seilkräfte mit Vorschub F50000 weisen eine deutlich erkennbare Welligkeit über den Verlauf der Trajektorie auf. Mögliche Einflüsse sind die nicht modellierten bewegten

Massen der Plattformen und Kurbel sowie dynamische Störeffekte, welche bei geringerem Vorschub F500 eine untergeordnete Rolle spielen.

Für den Entwurf mehrplattförmiger Seilroboter mit endloser Rotationsachse ist eine genaue Berechnung des zulässigen Arbeitsraums anhand der Seilkräfte erforderlich. Mit den Verfahren aus dem Stand der Forschung kann der statische zulässige Arbeitsraum bestimmt werden. Dynamische Störeffekte sowie die bewegten Massen von Seilrobotern mit endloser Rotationsachse werden nicht berücksichtigt.

## 5 Zusammenfassung

In dieser Arbeit wurde zunächst ein generisches Modell eines Seilroboters, der eine endlose Rotation um eine Drehachse erlaubt, entwickelt. Mit diesem Modell ist es möglich die inverse Kinematik sowie Seilkraftverteilungen, den zulässigen Arbeitsraum und Seil-Seil-Kollisionen hybrider Seilroboterstrukturen zu analysieren. Ein Konzept mit 12 Seilen und 3 Plattformen (3P12C) wurde im Rahmen dieser Arbeit untersucht und als Versuchsstand aufgebaut. Sowohl die berechneten als auch die gemessenen quasistatischen Seilkraftverläufe zeigen dabei anschaulich, dass Seilkräfte über die Drehgelenke der Teilplattformen übertragen und über eine vollständige Umdrehung alternieren. Mit der Modellbeschreibung können somit Arbeitsraumberechnungen zur Auslegung und zum Entwurf von Seilrobotern mit endloser Drehachse durchgeführt werden.

### Danksagung

Die Autoren danken der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) für die Förderung des Projekts an der Universität Stuttgart (DFG-Projektnummer: 358142701).

## 6 Literatur

- [1] MERLET, Jean-Pierre (Hrsg.); GLADWELL, Graham M. L. (Mitarb.): *Parallel Robots*. 2. Aufl. Dordrecht : Springer, 2006 (Solid Mechanics and its Applications 128)
- [2] KAWAMURA, Sadao ; CHOE, Won ; TANAKA, Satoshi ; PANDIAN, Shunmugham R.: Development of an Ultrahigh Speed Robot FALCON Using Wire Drive System. In: *IEEE/RAS Robotics and Automation (ICRA 1995)*, 1995, S. 215–220
- [3] POTT, Andreas ; MÜTHERICH, Hendrik ; KRAUS, Werner ; SCHMIDT, Valentin ; MIERMEISTER, Philipp ; VERL, Alexander: IPAnema : A family of Cable-Driven Parallel Robots for Industrial Applications. In: BRUCKMANN, Tobias; POTT, Andreas (Hrsg.). *Proceedings of the First International Conference on Cable-Driven Parallel Robots*. Berlin, Heidelberg : Springer, 2012 (Mechanisms and Machine Science, 12), Bd. 12, S. 119–134
- [4] MIERMEISTER, Philipp ; POTT, Andreas: Design of Cable-Driven Parallel Robots with Multiple Platforms and Endless Rotating Axes. In: KECSKEMÉTHY, Andrés; GEUFLORES, Francisco (Hrsg.). *Proceedings of the International Conference on Interdisciplinary Applications of Kinematics*. Cham : Springer, 2015 (Mechanisms and Machine Science, 26), S. 21–29
- [5] POTT, Andreas ; MIERMEISTER, Philipp: Workspace and Interference Analysis of Cable-Driven Parallel Robots with an Unlimited Rotation Axis. In: LENARČIČ, Jadran; MERLET, Jean-Pierre (Hrsg.). *Proceedings of the 15th International Symposium on Advances in Robot Kinematics (ARK 2016)* : Springer, 2016 (Springer Proceedings in Advanced Robotics, 4), Bd. 4, S. 341–350
- [6] LAU, Darwin Tat Ming ; OETOMO, Denny ; HALGAMUGE, Saman K.: Generalized Modeling of Multilink Cable-Driven Manipulators With Arbitrary Routing Using the Cable-Routing Matrix. In: *IEEE Transactions on Robotics* 29 (2013), Nr. 5, S. 1102–1113
- [7] REZAZADEH, Siavash ; BEHZADIPOUR, Saeed: Workspace analysis of multibody cable-driven mechanisms. In: *Journal of Mechanisms and Robotics* 3 (2011)
- [8] REICHENBACH, Thomas ; TEMPEL, Philipp ; VERL, Alexander ; POTT, Andreas: On Kinetostatics and Workspace Analysis of Multi-Platform Cable-Driven Parallel Robots with Unlimited Rotation. In: KUO, Chin-Hsing; LIN, Pei-Chun; ESSOMBA, Terence; CHEN, Guan-Chen (Hrsg.). *Proceedings of the 6th IFToMM International Symposium on Robotics and Mechatronics (ISRM 2019)*. Cham : Springer, 2020 (Mechanisms and Machine Science, 78), Bd. 78, S. 79–90
- [9] TRAUTWEIN, Felix ; REICHENBACH, Thomas ; TEMPEL, Philipp ; POTT, Andreas ; VERL, Alexander: COPacabana : A Modular Cable-Driven Parallel Robot. In: PFURNER, Martin; DOHNAL, Fadi (Hrsg.) *Sechste IFToMM D-A-CH Konferenz*, 2020
- [10] BRUCKMANN, Tobias ; MIKELSONS, Lars ; BRANDT, Thorsten ; HILLER, Manfred ; SCHRAMM, Dieter: Wire Robots Part I : Kinematics, Analysis & Design. In: RYU, Jee-Hwan (Hrsg.) *Parallel Manipulators, New Developments* : I-Tech Education and Publishing, 2008
- [11] POTT, Andreas ; BRUCKMANN, Tobias ; MIKELSONS, Lars: Closed-form Force Distribution for Parallel Wire Robots. In: KECSKEMÉTHY, Andrés; MÜLLER, Andreas (Hrsg.) *Computational Kinematics*. Berlin, Heidelberg : Springer, 2009, S. 25–34
- [12] HASSAN, Mahir ; KHAJEPOUR, Amir: Analysis of Bounded Cable Tensions in Cable-Actuated Parallel Manipulators. In: *IEEE Transactions on Robotics* 27 (2011), Nr. 5, S. 891–900
- [13] VERHOEVEN, Richard: *Analysis of the Workspace of Tendon-based Stewart Platforms*. Duisburg, Germany, University of Duisburg-Essen (Uni DuE). Dissertation. 2004
- [14] VERHOEVEN, Richard ; HILLER, Manfred ; TADOKORO, Satoshi: Workspace, Stiffness, Singularities and Classification of Tendon-Driven Stewart Platforms. In: LENARČIČ, Jadran; HUSTY, Manfred L. (Hrsg.). *Proceedings of the 1998 6th International Symposium on Advances in Robot Kinematics (ARK 1998) : Analysis and Control*. Salzburg : Kluwer Academic Publishers, 1998, S. 105–114
- [15] POTT, Andreas: Forward Kinematics and Workspace Determination of a Wire Robot for Industrial Applications. In: LENARČIČ, Jadran; WENGER, Philippe (Hrsg.). *Proceedings of the 2008 11th International Conference on Advances in Robot Kinematics (ARK 2008)* : Springer, 2008, S. 451–458
- [16] PERREAULT, Simon ; CARDOU, Philippe ; GOSSELIN, Clément M. ; OTIS, Martin J.-D.: Geometric Determination of the Interference-Free Constant-Orientation Workspace of Parallel Cable-Driven Mechanisms. In: *Journal of Mechanisms and Robotics* 2 (2010), Nr. 3, S. 31016
- [17] POTT, Andreas: An Algorithm for Real-Time Forward Kinematics of Cable-Driven Parallel Robots. In: LENARČIČ, Jadran; STANIŠIĆ, Michael M. (Hrsg.). *Proceedings of the 2010 12th International Conference on Advances in Robot Kinematics (ARK 2010) : Motion in Man and Machine*. Dordrecht : Springer, 2010, S. 529–538
- [18] KRAUS, Werner: *Force Control of Cable-Driven Parallel Robots*. Stuttgart, Germany, University of Stuttgart (UStutt), Institute for Control Engineering of Machine Tools and Manufacturing Units (ISW). Dissertation. 2015

# Auslegung und Inbetriebnahme eines Seilroboters zum automatisierten Mauern von Gebäudewänden

## Design and implementation of a cable-driven robot for automated masonry of building walls

M. Sc. Robin Heidel\*, M. Sc. Patrik Lemmen\*, M. Sc. Roland Boumann\*, Prof. Dr.-Ing. Tobias Bruckmann\*

\* Universität Duisburg-Essen, Fakultät für Ingenieurwissenschaften, Abteilung Maschinenbau und Verfahrenstechnik, Fachgebiet Mechatronik, 47057 Duisburg, Deutschland, vorname.nachname@uni-due.de

### Kurzfassung

An der Universität Duisburg-Essen wurde in einem Kooperationsprojekt ein Seilroboter errichtet, welcher in der Lage ist, einen Mauerverband eines Gebäudes im Realmaßstab automatisiert zu setzen. Dieser Beitrag gibt einen Überblick zur Vorgehensweise der Auslegung des Seilroboters von der Planung der Abmessungen des Roboters bis hin zur Dimensionierung der Antriebseinheiten. Dafür gaben die Abmessung eines Beispielgebäudes und die festgelegten Mauersteine die Berechnungsgrundlage. Das Modell des Gebäudes wird im Rahmen eines BIM-orientierten Ablaufs an die Steuerung des Seilroboters übergeben. Mit den Informationen des Gebäudemodells wurde ein Mauerprozess inklusive des Bemörtelns der Steine implementiert, dessen Ablauf hier erläutert wird. Abschließend wird die für das Mauern relevante Positioniergenauigkeit des Seilroboters untersucht.

### Abstract

In a cooperative project at the University of Duisburg-Essen, a large-scale cable robot was set up that is capable of automatically placing a wall bond in full scale. This paper gives an overview on the procedure of designing the cable robot from planning the geometry of the robot to dimensioning the drive units. The size of an example building and the specified masonry units provided the basis for the calculation. The model of the building was fed into the control system of the cable robot as part of a BIM-oriented process. The information from the building model was used to implement a masonry process including the mortaring of the bricks, the sequence of that is explained here. Finally, the positioning accuracy of the cable robot, which is relevant for the bricklaying process, is investigated.

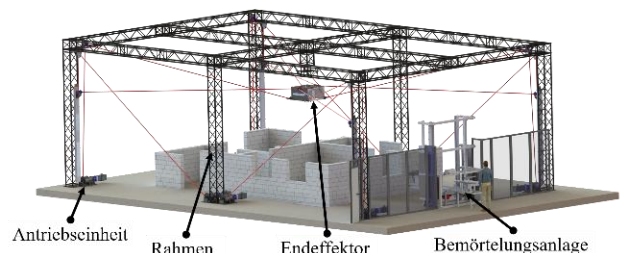
## 1 Einleitung

Die Baubranche ist seit jeher von manuellen Prozessen geprägt. Zwar fand eine umfassende Mechanisierung statt, aber der Einsatz automatisierter Prozesse findet auf Baustellen zur Errichtung von Gebäuden nur sehr eingeschränkt; der Einsatz von Robotertechnik praktisch nicht statt.

Gründe darin liegen in den Dimensionen der benötigten Arbeitsräume, den differierenden Anforderungen wechselnder Bauprojekte und der in der Baubranche erst allmählich Einzug findenden Digitalisierung. Letztere erhält jedoch seit wenigen Jahren einen umfassenden Schub durch die Einführung von Building Information Modeling (BIM), das es ermöglicht, einen digitalen Bauplan abzuleiten [1]. Bezüglich der erforderlichen Arbeitsräume bieten Seilroboter im Vergleich zu konventioneller Robotertechnik [2] enorme Vorteile. Sie nutzen ein System von Seilen in paralleler Topologie. Die Seile werden über Winden aufgewickelt, die über ein Regelsystem koordiniert werden. Erste Anwendungsszenarien wurden z. B. für Fahrgeschäfte, in der Intralogistik, in Kunstinstallationen, für die Physiotherapie und im Katastrophenschutz demonstriert [3]. Es ist möglich, das gesamte Volumen einer zu errichtenden Etage mit einem Seilroboter abzudecken, so dass Baumaterialien schnell transportiert und platziert werden

können [4,5]. Die flexible Montage der Winden und Seilrollen ermöglicht ein hohes Anpassungsvermögen des Roboters an die jeweiligen Baustellenbedingungen.

Im Rahmen des hier präsentierten Projekts wurde in einem Konsortium der Forschungsvereinigung Kalk-Sand e.V., des Instituts für Angewandte Bauforschung Weimar gGmbH, des Instituts für Baubetrieb & Baumanagement an der Universität Duisburg-Essen sowie des Lehrstuhls für Mechatronik an der Universität Duisburg-Essen ein Demonstrator entwickelt, der in der Lage ist, einen Mauerwerksverband automatisch zu errichten. Dabei werden Kalksandsteinelemente vollautomatisch mit Dünnbettmörtel bemörtelt und gesetzt. Lediglich die Bemörtelung von



**Bild 1** Seilroboter zum automatisierten Mauern

Stürzen erfolgt noch manuell. Eine CAD-Darstellung des Demonstrators zeigt Bild 1. Innerhalb dieses Beitrags liegt der Fokus auf der Auslegung und Inbetriebnahme dieses



Systems. Eine simulationsbasierte Optimierung von Trajektorien für das System wurde in [6] durchgeführt. Ein Überblick über das Gesamtsystem und Details zur verwendeten Sensorik und der Bemörtelungsanlage sind in [7] zu finden.

Der Beitrag ist wie folgt gegliedert: Aufbauend auf der Einleitung werden im zweiten Kapitel theoretische Grundlagen der Seilrobotik kurz erläutert. Diese bilden die Basis der simulationsgestützten Auslegung des Systems. Der automatisierte Mauerprozess wird im vierten Kapitel analysiert. Der Beitrag schließt mit einem Fazit und Ausblick über weitere Schritte.

## 2 Grundlagen der Seilrobotik

Die zum Verständnis dieses Beitrags notwendigen theoretischen Grundlagen zur Seilrobotik werden innerhalb dieses Kapitels kurz aufgegriffen. Detailliertere Ausführungen und Herleitungen können [3,6] entnommen werden. Die im folgenden eingeführten Parameter sind im Basiskoordinatensystem  $\mathcal{B}$  referenziert. Der Index zur Referenzierung in  $\mathcal{B}$  wird der Übersichtlichkeit halber im Folgenden ausgelassen. Der Endeffektor eines Seilroboters, wie in Bild 1 dargestellt, besitzt  $n$  Freiheitsgrade und  $m$  Seile. Daraus folgt eine Redundanz von  $r = m - n$ . Bei gegebenen geometrischen Parametern des Roboters können über die inverse Kinematik die zu einer gewünschten Pose  $\mathbf{x}_p$  gehörenden Seilvektoren berechnet werden, die als  $\mathbf{l}_i$ ,  $1 \leq i \leq m$  notiert werden [3]. Die Pose beinhaltet den Ortsvektor  $\mathbf{r}_p$  und die Orientierung  $\Phi$  der Plattform. Jedes Seil prägt in Seilrichtung  $\mathbf{v}_i = \frac{\mathbf{l}_i}{\|\mathbf{l}_i\|_2}$  eine skalare Kraft  $f_i$  auf die bewegliche Plattform ein. Alle Seilspannungen werden zusammengefasst im Seilkraftvektor  $\mathbf{f} \in \mathbb{R}^{m \times 1}$ . Mithilfe der Strukturmatrix  $\mathbf{A}^T$ , resultierend aus den Seilrichtungen, wird das Kraftgleichgewicht an der Plattform beschrieben:

$$\mathbf{A}^T \mathbf{f} + \mathbf{w} = \mathbf{0} \quad (1)$$

Dabei beinhaltet der Vektor  $\mathbf{w}$  im statischen Fall alle extern eingepprägten Kräfte und Momente inklusive der Gewichtskraft und Reibung. Für den dynamischen Fall werden diese als  $\mathbf{w}_E$  notiert. Die Newton-Euler Gleichungen [8] zur Beschreibung der Plattformdynamik werden in vereinfachter Form wie folgt dargestellt:

$$\mathbf{A}^T \mathbf{f} = \mathbf{M}(\mathbf{x}_p) \ddot{\mathbf{x}}_p + \mathbf{K}(\mathbf{x}_p, \dot{\mathbf{x}}_p) - \mathbf{w}_E \quad (2)$$

Dabei ist  $\mathbf{M}(\mathbf{x}_p)$  die Massenmatrix der Plattform,  $\mathbf{K}(\mathbf{x}_p, \dot{\mathbf{x}}_p)$  beschreibt die Coriolis- und Kreiselkräfte und  $\dot{\mathbf{x}}_p$ ,  $\ddot{\mathbf{x}}_p$  sind die zeitlichen Ableitungen der Plattformpose. Störkräfte und -momente werden in diesem Beitrag vernachlässigt. Die zulässigen skalaren Seilkräfte werden durch eine Minimalkraft  $f_{\min}$  und eine Maximalkraft  $f_{\max}$  beschränkt, um sowohl die maximal zulässige Last der Bauteile einzuhalten als auch eine Mindestspannung der Seile zu gewähren. Letztere ist von besonderer Wichtigkeit, da Seile nur Zugkräfte aufbringen können. Um eine gewünschte Bewegung des Systems zu induzieren, muss Gleichung (2) nach  $\mathbf{f}$  unter Berücksichtigung der Grenzen

gelöst werden. Dazu sind in der Literatur zahlreiche Verfahren bekannt, die sich beispielsweise in ihrer Rechenzeit oder dem generierten Seilkraftniveau unterscheiden [3].

## 3 Simulationsgestützte Auslegung

Die Auslegung eines Seilroboters ist ein iterativer Prozess: Die definierten Anforderungen an die Dimension, die Tragkraft und die erreichbaren Geschwindigkeiten des Roboters werden über verschiedene mechatronische Parameter bedient, welche in Wechselwirkung stehen. Die wichtigsten Parameter sind in Tabelle 1 zusammengefasst. Dabei ist für jeden Parameter erläutert welche Eigenschaft des Seilroboters von diesem beeinflusst wird und wodurch die Wahl des Parameters limitiert ist.

Um die passende Kombination der Parameter zu finden, muss die Bestimmung dieser wiederholt durchlaufen werden, damit die Wechselwirkungen berücksichtigt werden. Wie aus Tabelle 1 zu entnehmen ist, muss die Auswahl der Komponenten nicht nur mathematische Randbedingung, sondern auch infrastrukturelle Ressourcen berücksichtigen.

**Tabelle 1** mechatronische Parameter

Parameter	Beeinflusste Eigenschaft	Beschränkung
Positionen der Umlenkrollen	Geometrie des Arbeitsraums	Größe der Halle (bzw. Freifläche)
Seilanknüpfpunkte am Endeffektor	Geometrie des Arbeitsraums	Geometrie des Endeffektors
Seiltrommelradius	maximal aufwickelbare Seillänge, Kraftübersetzung auf das Seil	Bauraum der Winde
Seiltrommellänge	maximale aufwickelbare Seillänge	Einfallswinkel des Seils
Motordrehmoment	Seilkraft	Zur Verfügung stehende el. Leistung, Produktportfolio
Getriebeübersetzung	Drehmomente und Geschwindigkeiten der Seiltrommel	Produktportfolio auf dem Markt

Der Standort des Roboters ist, wie in dem vorliegenden Projekt, meist gegeben, so dass die Auslegung des Roboters mit der Bestimmung der Größe des Aufbaus bzw. mit der Positionierung der Umlenkrollen beginnt. Zwei Kriterien waren hier maßgebend: Der Roboter muss mindestens das Beispielgebäude umspannen und darf die Größe der angemieteten Halle nicht überschreiten.

Das Beispielgebäude wurde gemäß der Gebäudeplanung als BIM-Modell erstellt. Die Verwendung herkömmlicher, bereits beim Häuserbau gebräuchlicher Baumaterialien war Anforderung des Vorhabens, womit die aufwändige Genehmigung besonderer Baustoffe entfällt. Ein weit verbreiteter Mauerstein für den Rohbau ist der Kalksandstein. Die Mauerdicke wurde bei diesem Projekt auf 175 mm festgelegt, was ausreichend für eine tragende Mauer eines Hauses ist. Zusammen mit der gewählten Schichthöhe von 250 mm ergab sich das Steinformat 6DF. Im Grundriss des Mustergebäudes wurden vier Räume vorgesehen. Eine Voraussetzung war die Umsetzung charakteristischer Elemente eines

gängigen Wohnhauses, wie Innenwände, Fenster und Türen. Die Abmessung der Grundfläche betrug ca. 6 m x 9 m, mit einer geplanten Höhe von 2,8 m, was ein Stockwerk repräsentiert. Das Setzen von Deckenelementen wurde nicht vorgesehen. Neben der Größe des Beispielgebäudes gibt es einen weiteren entscheidenden Aspekt des Mauerns, der die Auslegung des Roboters beeinflusst: Die schichtweise Errichtung des Gebäudes hat den Effekt, dass die unteren Seile des vollverspannten Systems mit höheren Steinschichten während des Prozesses kollidieren würden. Hier ist ein „Mitwachsen“ der unteren Umlenkrollen mit dem Mauerwerk notwendig. Dafür wurden vertikale Linearführungen an den vier Eckstützen des Rahmens vorgesehen. Aus der Dimension des entworfenen Gebäudes wurde die minimale Größe des Roboters abgeleitet. Zusammen mit der Hallengröße wurde die Robotergeometrie festgelegt, wie in Kap. 3.1 beschrieben wird. Weiterhin konnten aus dem Gebäudemodell anhand der eingesetzten Steine die notwendige Traglast ermittelt werden. Mittels einer Arbeitsraumanalyse wurden mit diesen Informationen die benötigten Seilkräfte berechnet. Die entsprechenden Berechnungen sind in Kap. 3.2 erläutert.

Eine zusätzliche Betrachtung der dynamischen Parameter (siehe Kap. 3.3) zeigt die benötigten Seilgeschwindigkeiten und berücksichtigt die auftretenden Seilkräfte bei der Beschleunigung des Endeffektors, sodass die Werte für die Konstruktion der Seilwinden gegeben sind.

Die folgenden Abschnitte beschreiben die Vorgehensweise zur Auslegung des Seilroboters für das automatisierte Mauern. Für eine kompakte Darstellung werden die Schritte nicht in voller Tiefe betrachtet, sondern nur die wichtigsten Aspekte erörtert. Zudem ist anzumerken, dass in diesem Kapitel nur eine qualitative Beschreibung erfolgt ist. Die genauen Angaben zu den finalen Dimensionierungen der Auslegung des Roboters können [6,7] entnommen werden.

### 3.1 Geometrie des Roboters

Generell gilt, je weiter die Seilrollen vom tatsächlichen Arbeitsbereich der Applikation entfernt sind, also je größer der Rahmen des Roboters ist, desto geringer ist die erforderliche Seilspannung am Rand des Arbeitsbereichs, aufgrund günstigerer Seilwinkel. Dementgegen steht der Verlust von Positioniergenauigkeiten über einen großen Arbeitsraum und die Limitierung der Wickelkapazität der Seiltrommeln, wie sie die erhöhte Seillängen fordern. Da der zur Verfügung stehende Raum in der angemieteten Halle nicht wesentlich größer war als die Dimension des Mustergebäudes, wurde für dieses Projekt der Aufbau des Roboters so konstruiert, dass die volle Größe der Halle ausgenutzt worden ist. Für den Roboter mit  $n = 6$  wurden  $m = 8$  Seile gewählt. Die Redundanz des achten Seils erhöht hier die Ausdehnung des Arbeitsbereichs und die Steifigkeit des Seilroboters.

Der Rahmen wurde aus Traversenelementen aus der Veranstaltungstechnik ausgelegt, welche für den angestrebten Aufbau auf der Baustelle ohne großen Zeitaufwand errichtet werden können. Auf Basis von Belastungs- und Durchbiegungsangaben des Herstellers wurden sechs vertikale

Stützen sowie eine Versteifung in der oberen Ebene des Rahmens festgelegt (siehe Bild 1).

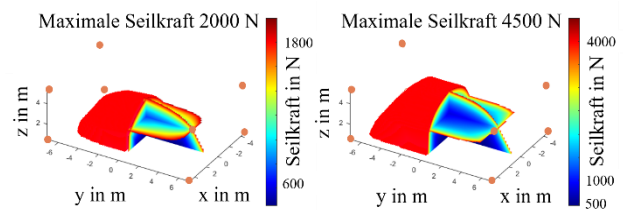
Auf Basis des verwendeten Steinformats des Beispielgebäudes wurde ein Greifersystem entwickelt, welches in einer Dreheinheit gelagert ist und mit zwei vertikal ausgerichteten Laserdistanzsensoren an einer Lineareinheit zur Vermessung der Umgebung ausgestattet ist [7]. Dieses kann als eigenes mechatronisches System betrachtet werden und soll an dieser Stelle nicht weiter erläutert werden. Anhand der Größe des Greifers wurden der Rahmen des Endeffektors dimensioniert und die Anschlagpunkte der Seile definiert.

### 3.2 Evaluation des Arbeitsraums

Jede der zu Beginn des Kapitels beschriebenen Parameter beeinflusst direkt oder indirekt den erreichbaren Arbeitsbereich des Seilroboters. Zunächst wird der statische Arbeitsraum des Roboters mit konstanter Nullorientierung ( $\Phi = 0$ ) betrachtet. Dieser beschreibt die Menge aller Punkte im Raum an denen nach Gleichung (1) eine gültige Seilkraftverteilung unter Einhaltung der Seilkraftgrenzen im statischen Kräftegleichgewicht bestimmt werden kann (Stillstand des Systems).

In Bild 2 sind beispielhaft zwei seilkraftabhängige Arbeitsräume räumlich abgebildet. Für die Berechnung wurde das Volumen innerhalb der Anschlagpunkte der Seilrollen mit einem diskreten Gitter auf gültige Seilkraftverteilungen abgetastet [6]. Die linke Hälfte jedes Arbeitsraums ist als Hüllkörper dargestellt und in der rechten Hälfte sind die Hauptebenen zu sehen, deren Farbskala die maximal notwendige Seilkraft bei den Positionen des Endeffektors innerhalb des Arbeitsraums angibt. Die eingezeichneten Kreise stellen die Positionen der Umlenkrollen dar.

Der Vergleich der beiden Arbeitsräume soll den Effekt un-



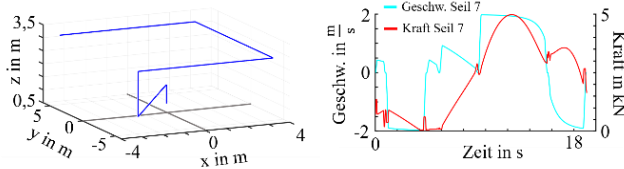
**Bild 2** Arbeitsraumvergleich mit unterschiedlichen  $f_{\max}$

terschiedlicher Seilkraftgrenzen aufzeigen. Auf der linken Seite ist der Arbeitsraum für eine maximale Seilkraft von 2000 N und auf der rechten Seite von 4500 N abgebildet (die minimalen Seilkräfte sind identisch). Es ist deutlich zu erkennen, dass der Arbeitsraum bei einer höheren maximalen Seilkraft eine größere Ausdehnung hat (die hintere Umlenkrolle ist bei der rechten Abbildung durch den Hüllkörper verdeckt). Aufgrund ungünstiger Winkel der Seile bei Annäherung des Endeffektors an den Arbeitsraumrand werden dort exponentiell höhere Kräfte benötigt, um ein statisches Gleichgewicht zu gewährleisten. Da die genaue Ausdehnung des Arbeitsraums aufgrund dieses nichtlinearen Verhaltens wenig intuitiv ist, ist besonders bei einer unsymmetrischen Anordnung der Seilrollen oder unterschiedlichen Kraftgrenzen der Seile die visuelle Darstellung des Arbeitsraumes unerlässlich, um eine Abdeckung des gewünschten Arbeitsvolumen sicherstellen zu können.

Bei dieser Anwendung hat die Arbeitsraumanalyse insbesondere gezeigt, dass die Höhe der Halle nicht ausreicht, um das komplette Beispielgebäude im Arbeitsraum abzudecken, wenn die unteren Seilrollen in der unteren Grundposition sind. Jedoch dehnt sich der Arbeitsraum im oberen Bereich aus, sobald die vertikal verfahrbaren Umlenkrollen nach oben verschoben werden [6].

### 3.3 Dynamische Betrachtung

Neben der Berücksichtigung statischer Parameter für die Arbeitsraumberechnung sollten auch dynamische Einflussgrößen beachtet werden. Die Beschleunigung des Endeffektors benötigt - aufgrund dessen Trägheit - zusätzliche Kräfte in Bewegungsrichtung. Um das Ausführen von dynamischen Plattformfahrten innerhalb des statisch bestimmten Arbeitsraums zu gewährleisten, werden Beispieltrajektorien mit unterschiedlichen Parametern simuliert und mittels der dynamischen Modellierung (Gleichung (2)) auf Gültigkeit geprüft. Ein Verlauf einer repräsentativen Beispieltrajektorie ist in Bild 3 zu sehen.



**Bild 3** Beispieltrajektorie (links) und die dazugehörigen Werte für Kraft und Geschwindigkeit eines beispielhaften Seils

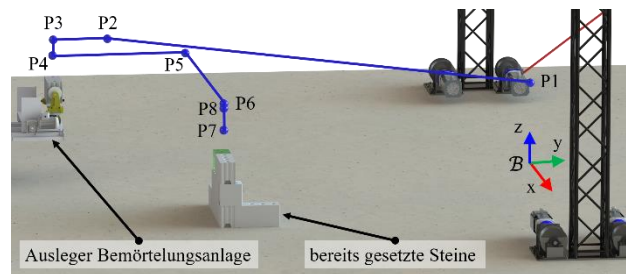
Auf Basis der berechneten Kräfte und Seilgeschwindigkeiten können die Antriebseinheiten ausgelegt werden. Hier werden Drehmoment und Drehzahl der Motoren mit den Übersetzungen der Getriebe und den Dimensionen der Seiltrommel so aufeinander abgestimmt, dass die geforderte Dynamik am Seil gewährleistet ist. Zusätzlich sind die mechanischen Belastungen zu berücksichtigen (z. B. radiale Achslast der Abtriebswelle des Motors), die die Wahl aller Komponenten im Strang beeinflussen.

Eine abschließende Betrachtung der Festigkeit aller mechanischen Komponenten komplettiert die Auslegung des Seilroboters.

## 4 Auswertung des automatisierten Mauerprozesses

Bild 4 zeigt eine Trajektorie, die den Aufnahme-, Verfahr- und Absetzprozess beispielhaft für einen Stein visualisiert. Der automatische Mauerprozess kann in charakteristische Phasen unterteilt werden, die im Folgenden beschrieben werden. Zunächst befindet sich der Endeffektor an P1 in wartender Ausgangsposition. Für den ersten Stein werden der Greifer, die Dreheinheit und die Lineareinheit zum Verschieben der Laserdistanzsensoren einmalig initialisiert und referenziert. Von dort wird eine Warteposition P2 vor der Bemörtelungsanlage angefahren, welche einen Sicherheitsabstand gewährleistet. Sobald der Stein in der Bemörtelungsanlage an der Abholposition bereitsteht, bewegt sich der Endeffektor in negative y Richtung über den zu greifenden Stein zu P3. Dabei befindet sich der Endeffektor mit dem Greifer noch mit einem Sicherheitsabstand oberhalb des Steins. Der Abstand ist so gewählt, dass sich

der zu greifende Stein im Messbereich der verwendeten Lasersensoren befindet. An P3 findet dann mittels der Laserdistanzsensoren eine Referenzierung der Plattformposition statt, bevor der Roboter zu P4 bewegt wird, an welchem der Stein aufgenommen wird. Mit aufgenommenem Stein bewegt sich die Plattform zu P5 und von dort an die

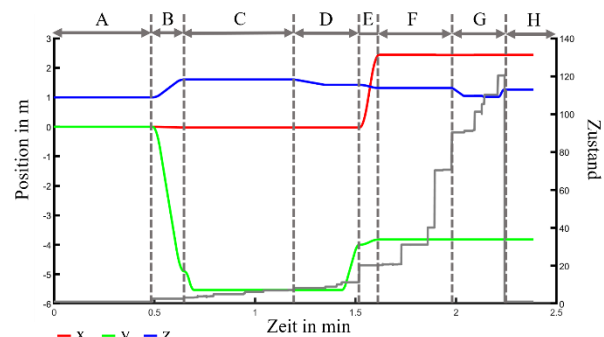


**Bild 4** Prozesspunkte im Arbeitsraum beim autom. Mauern

angenommene Absetzposition P6. Dort wird die Plattform anhand des bestehenden Mauerwerks erneut referenziert, bevor der Stein in P7 abgesetzt wird und die Plattform zu P8 bewegt wird. Für einen weiteren Versetzprozess ist P8 nun die Ausgangsposition, bevor P2 erneut angefahren wird. Detaillierte Ausführungen zu den Prozessphasen insbesondere im Hinblick auf Sensorik und Referenzierung sind dem folgenden Abschnitt zu entnehmen.

### 4.1 Analyse der Durchlaufzeiten

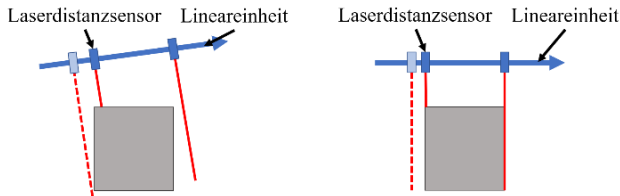
In diesem Abschnitt werden die charakteristischen Phasen des Mauerprozesses im Hinblick auf ihre Dauer analysiert und die Einflussgrößen diskutiert. Der zeitliche Verlauf der Phasen A-H korrespondiert zu den Punkten P1-P8 in Bild



**Bild 5** Phasen des automatisierten Mauerprozess

4 und ist in Bild 5 aufgetragen. Dabei sind sowohl die Position des Endeffektors als auch die Prozesszustände der Ablaufsteuerung dargestellt. Phase A, in welcher sich der Endeffektor in Ausgangsposition befindet, wird gesondert betrachtet, da die zeitaufwändige Referenzierung im Prozess nicht zyklisch wiederholt wird. Die Zeit für Phase B ist primär von der Strecke zwischen P1 (bzw. P8) und der Warteposition P2, der eingestellten Geschwindigkeit des Endeffektors und einer prozessbedingten Wartezeit abhängig: Da die Endeffektorgeschwindigkeit in Phase B für verschiedene Steine nicht variiert wird, ergeben sich für einen Gesamtprozess unterschiedliche Durchlaufzeiten. Position P1 wurde für den durchgeführten Versuch mittig im Arbeitsraum gelegt, um eine möglichst repräsentative Zeit für Phase B zu bestimmen. Phasen C und D bilden zusammen

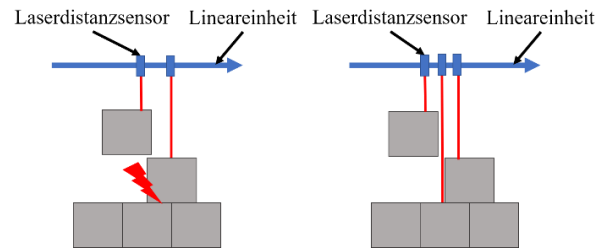
den Greifprozess des Steins. In Phase C findet unter Zuhilfenahme von Neigungs- und Lasersensorik eine Positionsreferenzierung des Endeffektors am aufzunehmenden Stein statt, um Ungenauigkeiten in der Positionierung (siehe Kap. 4.2) auszugleichen. Unter Verwendung der Neigungswerte wird die Plattform im ersten Schritt horizontal in eine Nullorientierung mit  $\pm 0,2^\circ$  Toleranz gebracht. Dies ist notwendig, damit die Lasersensoren senkrecht nach unten ausgerichtet sind. Andernfalls ist die Detektion der Steinkanten zur Referenzierung der Plattform-



**Bild 6** Detektion der Steinkanten mittels Lasersensorik in Abhängigkeit der Plattformorientierung

position, wie in Bild 6 links illustriert, nicht möglich. Um den Stein zu detektieren, werden beide Laserdistanzsensoren auf einer Lineareinheit translatorisch bewegt. Die Steinposition in Relation zur Plattform ergibt sich über die Positionsmessung der Lineareinheit. Um die Plattform in der xy-Ebene in beiden Achsen zu referenzieren, wird die Messung nach Rotation des Greifers um  $90^\circ$  wiederholt. Dies resultiert in einer vergleichsweise hohen Zeit für diese Phase. In Phase D bewegt sich der Endeffektor mit geöffnetem Greifer nach unten zu P4 und stellt mit Hilfe der Laserdistanzsensoren einen definierten vertikalen Abstand zwischen Endeffektor und Stein ein. Der Greifer wird schlussendlich geschlossen und die Bemörtelungsanlage gibt den Stein frei. Die Plattform bewegt sich mit geringer Geschwindigkeit aus dem Kollisionsbereich in positiver y-Richtung zu P5. Phase E beschreibt die Fahrt von P5 zur P6 entsprechend des nächsten zu setzenden Steins aus dem BIM-Modell. P6 beinhaltet ebenfalls einen Sicherheitsabstand zum bereits errichteten Gebäude, um etwaigen Kollisionen durch Abweichungen in der Positionsgenauigkeit vorzubeugen. Die Zeitabhängigkeit der Phase entspricht B. Trotz der größten zurückgelegten Strecken in den Phasen B und E sind diese die kürzesten Phasen, da das Geschwindigkeitspotential des Seilroboters ausgenutzt werden kann. Phase F und G bilden den Absetzprozess. Die Dauer von Phase F ist abhängig von der Art des zu versetzenden Steines und der absoluten Positioniergenauigkeit des Seilroboters. Zentraler Aspekt ist die Detektion eines Spaltes zwischen dem gegriffenen und einem bereits in derselben Ebene gesetzten Stein. Phase F verkürzt sich, wenn der zu platzierende Stein der erste einer neuen Steinreihe (oder Ebene) ist. Analog zu Phase C wird vor der Spaltdetektion durch die Lasersensorik und die Lineareinheit, siehe Bild 6 rechts, eine horizontale Nullorientierung eingeregelt. Durch mögliche Abweichungen zur absoluten Sollposition kann es zur Überdeckung des Spaltes durch den gegriffenen Stein kommen. Da dies beim Absetzen des Steins eine Kollision verursachen würde, siehe Bild 7 links, wird die Plattform auf Basis der Lasermessung verschoben und der Vorgang wird wiederholt, was die Zeit von Phase F maßgeblich beeinflusst. Mit erfolgreich detektiertem

Spalt beginnt Phase G und der Stein wird durch die Plattform in negativer z-Richtung abgesenkt. 30 mm über P7 wird diese Bewegung pausiert, um den Spalt erneut zu ver-



**Bild 7** Spaltdetektion beim Absetzprozess

messen und in Spaltrichtung die gewünschte Spaltbreite exakt einzustellen. Danach wird der Stein, überwacht durch die Laserdistanzsensoren, an P7 abgesetzt. Dies ermöglicht die Einhaltung eines definierten Spaltes für die Dicke der Mörtelschicht. Final wird der Greifer geöffnet und die Plattform wird zu P8 bewegt. Damit ist der Prozess für einen Stein beendet. Phase G ist für alle Steine nahezu identisch und im Wesentlichen von den gewählten Geschwindigkeiten der Plattform und des Greifers abhängig.

**Tabelle 2** Durchlaufzeiten der einzelnen Phasen

Phase	Durchlaufzeit	Charakteristik
A	29,40 s	einmalig
B	9,49 s	prozessabhängig
C	32,71 s	genauigkeitsabhängig
D	19,55 s	fix
E	6,97 s	prozessabhängig
F	20,64 s	genauigkeitsabhängig
G	15,71 s	fix
H	8,64 s	einmalig
C+D	52,26 s	Greifprozess
F+G	36,36 s	Absetzprozess
Gesamt (B-G)	105,08 s	repräsentativer Durchlauf

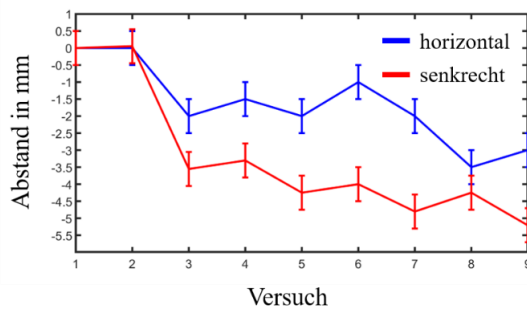
Phase H ist der Form halber mit aufgeführt. In dieser Phase wird der Prozess beendet, das Greifer- und Sensorsystem in die Ausgangsstellung versetzt und der Endeffektor in eine Parkposition verfahren, wenn kein weiterer Stein gesetzt werden soll. Die gemessenen Zeiten für den durchgeführten Versuch sind Tabelle 2 zu entnehmen. Es sei darauf hingewiesen, dass im Prozess zunächst die Robustheit fokussiert wurde. Zeitliches Optimierungspotential ist insbesondere im Hinblick auf die Bewegungsgeschwindigkeiten von Roboter, Dreh- und Messeinheit sowie die Parallelisierung von Prozessabläufen gegeben.

## 4.2 Analyse der Wiederholgenauigkeit

Wie in 4.1 bereits erwähnt, dependieren einzelne Prozessschritte von der Positionsgenauigkeit des Systems, was Referenzierungen notwendig macht. Daher wird die Wiederholgenauigkeit der Roboterpositionierung im Folgenden beleuchtet. Da keine Sensorik zur absoluten Positionsbestimmung des Endeffektors vorlag, wurde die vorhandene Lasersensorik verwendet, um die Position des Roboters an raumfesten Referenzpunkten zu bestimmen. Zu diesem



Zweck wurde P6 neun Mal mit einem gegriffenen Stein angefahren (ohne Phase F) und der Abstand in z-Richtung (senkrecht) zu einem bestehenden Stein gemessen. Darüber hinaus wurde der Spalt vom gegriffenen Stein zu einem bereits platzierten Stein horizontal mit einem Stahl-



**Bild 8** Messung relativer Positionsgenauigkeiten beim wiederholten Anfahren derselben Position

maßstab bestimmt. Die Ungenauigkeiten für beide Messgrößen wurden konservativ mit  $\pm 0,5$  mm angenommen. In Bild 8 sind die Änderungen der Abstände (bezogen auf den ersten Versuch) über die neun Versuche aufgetragen. Zwischen jeder Messaufnahme wurde der Endeffektor willkürlich durch den Arbeitsraum bewegt, sodass eine Vielzahl von Punkten angefahren wurde. Dies bietet im Vergleich zu einer Bewegung zwischen zwei fixen Positionen eine höhere Aussagekraft über auftretende Positionsungenauigkeiten.

Die Abbildung verdeutlicht, dass die Endeffektorposition über die Versuchsdurchläufe in negative z-Richtung abweicht. Dieser Effekt liegt darin begründet, dass die Anlage vor den Versuchen nicht eingefahren wurde – was gezielt adressiert wurde – und Einflussgrößen wie die Seildehnung und die Vordehnung der Wicklungen auf der Seiltrommel in diesem Zustand einen großen Einfluss haben. Der Versuch zeigt, dass bei der Inbetriebnahme eines Seilroboters die Wiederholgenauigkeiten schwanken. Darüber hinaus muss der Versuch zukünftig erweitert werden, um Aussagen zu der Wiederholgenauigkeit über längere Distanzen, variierende Seilkräfte, sich ändernde Temperaturen oder längere Zeiträume treffen zu können.

## 5 Zusammenfassung und Ausblick

Ein Seilroboter ist ein mechatronisches System, bei dem eine Plattform über die Ansteuerung mehrerer Seilwinden im Raum bewegt werden kann. Die Auslegung eines Seilroboters hat zum Ziel, alle möglichen Posen und Trajektorien abzudecken, die mit der Plattform abgefahren werden sollen. In diesem Beitrag wurde die Auslegung eines Seilroboters beschrieben, der für das automatische Mauern eines Beispielgebäudes mit Kalksandsteinen genutzt wird. Dabei wurden geometrische Parameter, wie die Größe des Beispielgebäudes, und dynamische Größen, wie Plattformgeschwindigkeit und Traglast des Systems, berücksichtigt. Als Besonderheit dieser Applikation mussten teilweise Umlenkrollen an der Rahmenstruktur vertikal verschiebbar montiert werden, damit beim Bau des Gebäudes keine Kollisionen der unteren Seile mit dem errichteten Mauerwerk entstehen.

Weiterhin beschreibt dieser Beitrag den implementierten Prozess des automatisierten Mauerns mit dem entwickelten Greifersystem der Plattform. Bei der Ausführung der Prozessschritte hat sich gezeigt, dass der Transport eines Steins durch die hohe Dynamik und Traglast des Seilroboters grundsätzlich schnell und zuverlässig erfolgen kann. Perspektivisch ist das System in der Lage, auch größere Steinformate zu versetzen, um so die Zeit für den Mauerprozess erheblich zu verkürzen. Hier wird angestrebt, das benötigte Mauerwerk über Nacht errichten zu können. Ein Verbesserungspotential liegt in der Positioniergenauigkeit und -geschwindigkeit des Seilroboters beim Aufnehmen und Absetzen eines Steins. Der im Beitrag vorgestellte Versuch zur Wiederholgenauigkeit sollte ausgeweitet werden, um Effekte des Einfahrens des Systems berücksichtigen zu können. Weiterhin ist eine verbesserte Sensorik in Form einer Bilderkennung für die schnelle Positionserkennung des Mauerwerks relativ zur Plattform angedacht.

## 6 Danksagung

Diese Arbeit wurde im Rahmen des Programms zur Förderung der industriellen Gemeinschaftsforschung (IGF-Vorhaben Nr.: 20061 BG – „Entwicklung von Seilrobotern für die Erstellung von Kalksandstein-Mauerwerk auf der Baustelle“) vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi) über die Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen (AiF) e. V. aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages sowie durch das Ministerium für Heimat, Kommunales, Bau und Gleichstellung des Landes Nordrhein-Westfalen im Rahmen der Maßnahme „Langfristige experimentelle Untersuchung und Demonstration von automatisiertem Mauern und 3D-Druck mit Seilrobotern“ gefördert.

## 7 Literatur

- [1] Borrmann, A.; König, M.; Koch, C.; Beetz, J.; *Building Information Modeling - Technologische Grundlagen und industrielle Praxis*, Wiesbaden: Springer Vieweg, ISBN 978-3-658-33360-7, 2021
- [2] Bonwetsch, T.: *Robotically assembled brickwork – manipulating assembly processes of discrete elements*, Ph.D. thesis, ETH Zürich (2015). doi:10.3929/ethz-a-010602028.
- [3] Pott, A.: *Cable-Driven Parallel Robots: Theory and Application*, Springer Tracts in Advanced Robotics, Springer 2018. <https://doi.org/10.1007/978-3-319-76138-1>
- [4] Sousa, J. P.; Palop, C.; Moreira, E.; Pinto, A. M.; Lima, J.; Costa, P.; Costa, P.; Veiga, G.; Moreira, A. P.: *The spiderbot: A cable-robot system for on-site construction in architecture*. In: *Robotic Fabrication in Architecture, Art and Design 2016*, Springer International Publishing, 2016, pp. 230–239. 835 doi:10.1007/978-3-319-26378-6\_17.



- [5] Shahmiri, F.; Gentry, R.: *A Survey of Cable-Suspended Parallel Robots and their Applications in Architecture and Construction*. 914-920. 10.5151/despro-sigradi2016-484, 2016.
- [6] Bruckmann, T; Boumann, R.: *Simulation and optimization of automated masonry construction using cable robots*, In: *Advanced Engineering Informatics*, Jg. 50, 2021. ISSN: 1474-0346; 1873-5320. <http://dx.doi.org/10.1016/j.aei.2021.101388>
- [7] Roske, T.; Lipowsky, J.; Palzer, U.; Eden, W.; Schäfers, M.; Lemmen, P.; Heidel, R.; Boumann, R.; Spengler, A.; Bruckmann, T.: *Automatisierter Bau von Kalksandstein-Mauerwerk mit Seilrobotern*, In: *Mauerwerk* Jg. 25, 2021. <http://dx.doi.org/10.1002/dama.202110011>
- [8] Hahn, H: *Rigid Body Dynamics of Mechanisms: 1 Theoretical Basis*, 1 ed. Springer 2002. <https://dx.doi.org/10.1007/978-3-662-04831-3>

# Auswirkung der Elektrifizierung von Fahrrädern auf das dynamische Fahrverhalten

## Effect of electrification of bicycles on dynamic riding behavior

Johannes Bolk\*, M. Sc., Bolk@igmr.rwth-aachen.de

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Burkhard Corves\*, Corves@igmr.rwth-aachen.de

Oliver Stockemer\*, Stockemer@igmr.rwth-aachen.de

\*RWTH Aachen University, Institut für Getriebetechnik, Maschinendynamik und Robotik, 52062, Aachen, Deutschland

### Kurzfassung

Fahrräder mit elektrischer Fahrunterstützung führen durch die zusätzlich angebrachten Massen von Motor und Akku zu einer Veränderung der Fahreigenschaften gegenüber konventionellen Fahrrädern. Um die dabei entstehenden Wechselwirkung der elektrischen Antriebskomponenten auf die Fahrdynamik zu beschreiben, wird in diesem Paper das Fahrverhalten von Fahrrädern mit unterschiedlichen Positionierungen von Akku und Motor in Open-Loop und Closed-Loop Versuchen simulativ untersucht. Die Ergebnisse werden mit Hilfe geeigneter Kennwerte analysiert. Die Erweiterung der Mehrkörpersimulation mit Regelkreisen zur Abbildung des menschlichen Fahrverhaltens, ermöglicht hierbei die Analyse des Schwingungsverhaltens und Lenkaufwands unter Berücksichtigung eines aktiven Fahrers.

### Abstract

Bicycles with electric drive assistance lead to a change in the driving characteristics compared to conventional bicycles due to the additionally attached masses of motor and battery. In order to describe the resulting interaction of the electric drive components on the driving dynamics, this paper simulates the driving behavior of bicycles with different positioning of battery and motor in open-loop and closed-loop tests. The results are analyzed using appropriate characteristic values. The extension of the multi-body simulation with control loops for the representation of the human driving behavior enables the analysis of the vibration behavior and steering effort under consideration of an active driver.

## 1 Einleitung

Fahrräder mit elektrischer Fahrunterstützung erfreuen sich weltweit immer größerer Beliebtheit. Allein in Deutschland wurden im Jahr 2020 knapp zwei Millionen eBikes verkauft. Eine Absatzsteigerung im Vergleich zum Vorjahr um 43% zeigt das Wachstum dieses Marktes [1]. Neben den offensichtlichen Vorteilen wie der Erleichterung von Bergauffahrten oder längeren Fahrstrecken, begünstigt auch eine breite Aufstellung in nahezu allen Marktsegmenten den Erfolg dieser Fahrräder. Auf dem Markt lassen sich eine Vielzahl von Varianten finden, in denen die Anordnung der zusätzlichen Massen von Motor und Akku unterschiedlich umgesetzt sind.

Die Einflüsse des zusätzlichen Gewichts auf die Fahreigenschaften werden während der Entwicklung jedoch kaum bewertet, obwohl die Beantwortung dieser Frage eine entscheidende Rolle vom Fahrradeinsatz im Sportbereich bis hin zu der Mobilisierung körperlich eingeschränkter Personen spielt.

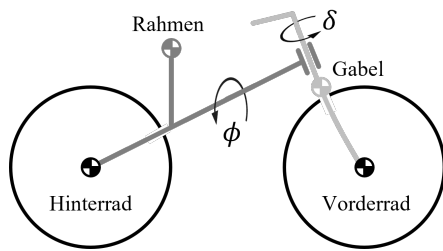
In der wissenschaftlichen Literatur existieren bereits erste Bewertungsansätze, in denen mit Hilfe der Eigenwerte des Fahrradsystems, die Einflüsse auf das Fahrverhalten durch verschiedene Anordnungen der elektrischen Antriebskomponenten untersucht werden [2]. In der vorliegenden Arbeit werden diese Ansätze um virtuelle Fahrversuche in Open-Loop (OL) und Closed-Loop (CL) erweitert. Insbesondere die Untersuchung des Fahrverhaltens unter Berücksichti-

gung eines aktiven Fahrers in CL-Systemen ermöglicht es, die Auswirkungen von unterschiedlichen Anordnungskonzepten auf das Fahrverhalten genauer zu analysieren. Zu diesem Zweck werden Kennwerte definiert, die das Systemverhalten auf einfache und eindeutige Weise beschreiben und Rückschlüsse auf die Stabilität und Agilität der verschiedenen Fahrradaufbauten ermöglichen.

## 2 Stand der Wissenschaft und Technik

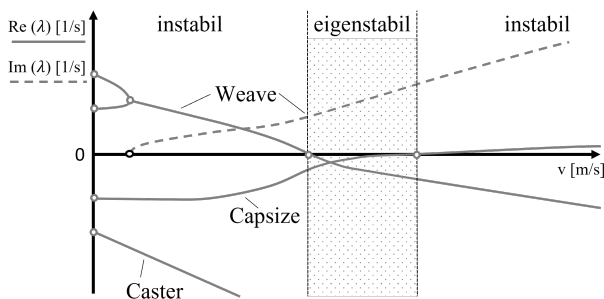
Zur Modellierung des Systemverhaltens in einer Mehrkörpersimulation (MKS) wird das Carvallo-Whipple-Modell (CW-Modell) verwendet (vgl. **Abbildung 1**) [3–5]. Dieses analytische Modell ist in der Lage, die komplexen Fahreigenschaften eines Fahrrades mit Hilfe von vier starren Körpern, bestehend aus Rahmen, Gabel, Vorder- und Hinterrad abzubilden. Die Freiheitsgrade des Systems sind gegeben durch den Rollwinkel  $\phi$  und den Lenkwinkel  $\delta$ . Zur vollständigen Beschreibung des CW-Modells werden 25 Parameter benötigt, mit denen Schwerpunkte, Massen und Massenträgheitstensoren aller Starrkörper definiert werden. Die in dieser Arbeit verwendeten Systemparameter zur Beschreibung eines Fahrrades ohne zusätzliche Massen, entsprechen den in [6] erhobenen Daten zum Gary Fisher Fahrrad. Der Fahrer wird ebenfalls als Starrkörper modelliert und mit den Korpereigenschaften des Rah-

mens verrechnet. Aufbau und Parametrisierung eines aufrecht sitzenden Fahrermodells wurden [7] entnommen.



**Abbildung 1** Starrkörper und Freiheitsgrade des Carvallo-Whipple-Modells

Mit Hilfe der Systemparameter können die Bewegungsgleichungen aufgestellt und die Eigenwerte berechnet werden. In **Abbildung 2** ist der charakteristische Verlauf der Eigenwerte über die Geschwindigkeit dargestellt. Durch die Modellierung des Systems nach dem CW-Modells ergeben sich drei Eigenwertverläufe, welche die charakteristischen Bewegungen, den sogenannten Eigenmoden, zugeordnet werden können. Die erste Eigenmode ist der „Caster-Mode“ und beschreibt eine Drehbewegung der Gabel bzw. des Lenkers, ähnlich zum Flattern einer Laufrolle eines Einkaufswagens. Der schwingungsfähige „Weave-Mode“ beschreibt eine Schlangenlinienfahrt infolge einer oszillierenden Roll- und Lenkbewegung des Fahrrades. Dieser Eigenwert besitzt für geringe Geschwindigkeiten einen positiven Realteil, welcher ab einer Geschwindigkeit von  $v_{\text{weave}}$  negative Werte annimmt. Mit steigender Geschwindigkeit nimmt die Dämpfung des Weave-Modes zu. Der dritte Eigenwert beschreibt eine reine Rollbewegung des Fahrrades ohne gleichzeitige Lenkwinkeländerung und wird aufgrund der Ähnlichkeit zu einer Kenterbewegung eines Schiffes als „Capsize-Mode“ bezeichnet. Dieser besitzt für geringe Geschwindigkeiten einen negativen Realteil, welcher ab  $v_{\text{capsize}}$  ins positive wechselt.



**Abbildung 2** Eigenwertverlauf des Carvallo-Whipple-Modells

Die Betrachtung der Eigenwerte ermöglicht die Unterteilung in stabile und instabile Geschwindigkeitsbereiche [2, 8]. Eine Analyse des Fahrverhaltens verschiedener eBikevarianten mit Hilfe der Eigenwertbetrachtung wurde bereits in [2] veröffentlicht.

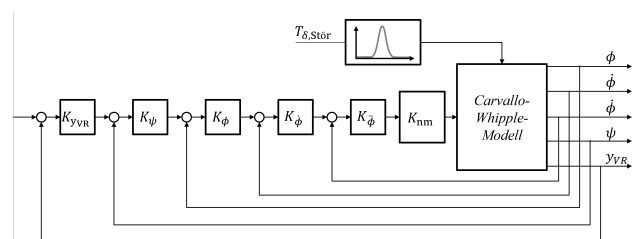
Zur Beschreibung des geschwindigkeitsabhängigen Fahrverhalten in OL-Versuchen, welche über die Betrachtung

der Geschwindigkeitsgrenzen des eigenstabilen Bereichs hinaus geht, wird aus [7] der Kennwert  $K_{\ddot{\phi},OL}$  verwendet, welche bisher nur zur Untersuchung konventioneller Fahrräder angewendet wurde (Gleichung (1)). Dieser beschreibt durch das Betragsverhältnis des ersten und zweiten Extremums der Rollwinkelbeschleunigung das Schwingungsverhalten des Fahrrades um die Längsachse. Aus der Definition folgt, dass ein Wert unter Eins für ein aufschwingendes und demnach instabiles System steht. Werte größer als Eins kennzeichnen den Beginn des eigenstabilen Geschwindigkeitsbereichs bei  $v_{\text{weave}}$  und stehen für ein gedämpftes und demnach stabileres Systemverhalten [7].

$$K_{\ddot{\phi},OL} = \left| \frac{\ddot{\phi}_{E1}}{\ddot{\phi}_{E2}} \right| \quad (1)$$

In OL-Versuchen wird das Systemverhalten ohne äußere Regelung analysiert. Demnach spiegeln die Werte des Kennwerts  $K_{\ddot{\phi},OL}$  die Lage der Eigenwerte und das Eigenverhalten des Systems wider. Insbesondere das Dämpfungsverhalten des Weave-Modes wird durch den Kennwertverlauf dargestellt, wodurch auch bei hohen Geschwindigkeiten Werte größer als Eins zu erwarten sind. Zwar führt der Capsize-Mode ab einer Geschwindigkeit von  $v_{\text{capsize}}$  zu einem insgesamt instabilen System, aufgrund der kontinuierlichen Rollbewegung treten im allgemeinen nur geringe Rollwinkelbeschleunigungen auf.

Die Betrachtung des Fahrverhaltens mit einem Fahrer, welcher durch aktives Lenkverhalten Einfluss auf das System nimmt, wird mit Closed-Loop-Systemen umgesetzt. Die in dieser Arbeit verwendete Modellierung des Reglersystems basiert auf dem Ansatz von [9], welcher die technischen Regelkreise mit Hilfe des Cross-over-Ansatzes ausführt. Die in **Abbildung 3** dargestellte, kaskadierte Regelung besteht aus drei inneren Regelkreisen zur Rollwinkelstabilisierung und zwei, für die Wegführung eingesetzten, äußeren Regelkreisen. Die einzelnen Regelkreise sind angelehnt an visuelle sowie vestibuläre und propriozeptive Sinneswahrnehmungen des Menschen, die zur Erfassung der Orientierung und Lage im Raum dienen. Die Stellgröße zur Regelung des MKS Modells ist gegeben durch das Lenkmoment  $T_{\delta}$ . Die Verstärkungsfaktoren innerhalb der Regelkreise werden an die jeweiligen Fahrradparameter der verschiedenen Versuche vor jeder Simulation angepasst. Für eine ausführliche Beschreibung des Vorgehens sei an dieser Stelle auf [9, 10] verwiesen.



**Abbildung 3** Reglersystem nach Moore [9]

### 3 Materialien und Methoden

Im Nachfolgenden werden die zur Durchführung der OL- und CL-Versuche verwendeten Simulationsbedingungen sowie die zur Auswertung der Ergebnisse genutzten Kennwerte vorgestellt. Dabei werden für die Analyse der CL-Versuche neue Kennwerte entwickelt, welche eine einfache und eindeutige Betrachtung des Systemsverhaltens ermöglichen.

#### 3.1 Integration von Motor und Akku in das CW-Modell

Die konstruktiven Anordnungen der zusätzlichen Massen können bei modernen E-Bikes auf zwei Positionen des Akkus und drei Positionen des Motors eingegrenzt werden [2, 11]. Die Lage des Akkus befindet sich dabei entweder im Gepäckträger, horizontal über dem Hinterrad oder integriert im Unterrohr (Abbildung 4, A1 u. A2). Die betrachteten Motorkonstruktionen definieren sich durch zwei Radnabenmotoren im Vorder- bzw. Hinterrad sowie der Anbringung des Motors im Tretlager (Abbildung 4, M1, M2 u. M3). Darüberhinaus wird als Vergleichswert das Systemverhalten eines konventionellen Fahrrades ohne zusätzliche Massen untersucht (Abbildung 4, K). Die kinematischen Abmessungen sind für alle Fahrversuche identisch.



Abbildung 4 Untersuchte Positionen von Motor und Akku

Zur Berücksichtigung der zusätzlichen Massen im CW-Modell müssen die Lage des Schwerpunkts, die Masse sowie der Massenträgheitstensor des jeweiligen Motors bzw. Akkus bestimmt werden. Repräsentative Daten auf Grundlage einer Marktanalyse zu den Abmessungen und Massen von Akku und Motor werden aus [2] übernommen. Aufgrund der fehlenden Angaben zum Massenträgheitstensor sowie zum Schwerpunkt der Bauteile, wurden diese Eigenschaften anhand von CAD-Modellen mit homogener Dichte erhoben. Abhängig vom zu untersuchenden Fahrrad Aufbau werden Masse, Massenträgheitstensor und Schwerpunkt des entsprechenden Starrkörpers im CW-Modell angepasst. Die Integration der Fahrereigenschaften erfolgt analog.

#### 3.2 Fahrversuche

Zur Analyse des dynamischen Fahrradverhaltens wird für jede Fahrradkonstruktion eine geregelte und ungeregelte Geradeausfahrt simuliert. Nach  $t_{\text{Versuch}} = 1\text{ s}$  wird auf das System eine Störgröße in Form eines Lenkmomentenimpulses (LMI)  $T_{\delta, \text{Stör}}$  mit einer Dauer von  $\Delta t_{\text{Stör}} = 0,2\text{ s}$  aufgeprägt. Der Impuls kann durch ein Polynom dritten Grades mit einem Maximalwert von  $1\text{ Nm}$  beschrieben werden. Der LMI ist für alle durchgeführten Versuche identisch und kann in allen CL-Versuchen durch die Regelung stabilisiert werden. Die Zielgrößen des Regelsystems

in den CL-Versuchen sind definiert durch den Rollwinkel  $\phi_{\text{soll}} = 0^\circ$  und der lateralen Beschleunigung des Vorderradaufstandspunktes  $\ddot{y}_{\text{VR}} = 0\text{ m/s}^2$ . Die Fahrversuche werden über einen Zeitraum von  $t_{\text{Versuch}} = 40\text{ s}$  und einer einer Frequenz von  $f_{\text{Berechnung}} = 1000\text{ Hz}$  berechnet.

#### 3.3 Fahrdynamikkennwerte Open Loop

Zur Auswertung und Interpretation der Fahrversuche im Open-Loop wird eine Betrachtung der Eigenwerte sowie die Analyse des Kennwertverlaufs von  $K_{\phi, \text{OL}}$  durchgeführt. Die Betrachtung des eigenstabilen Geschwindigkeitsbereichs anhand von  $v_{\text{weave}}$  sowie  $v_{\text{capsize}}$  soll eine erste Abschätzung des Systemverhaltens ermöglichen. Das Hinzuziehen von  $K_{\phi, \text{OL}}$  erweitert diese Darstellung und bringt Aufschluss über das Schwingverhalten ohne aktive Regelung. Die Verwendung der Eigenwerte und des Kennwert  $K_{\phi, \text{OL}}$  bietet eine einfache und eindeutige Beschreibung des Systemverhaltens und erlaubt es, Rückschlüsse auf die Fahreigenschaften zu ziehen. Darüberhinaus ermöglicht diese Darstellung des Eigenverhaltens eine Vergleichbarkeit zu bereits bestehenden Veröffentlichungen [2, 7].

#### 3.4 Fahrdynamikkennwerte Closed Loop

Die Analyse der Fahreigenschaften im Closed-Loop wird anhand von drei Kennwerten durchgeführt. Diese Kennwerte dienen zur Beschreibung des Schwingungsverhaltens sowie dem zur Stabilisierung notwendigen Lenkaufwand, wobei ebenfalls eine möglichst einfache und eindeutige Beschreibung des Systemverhaltens angestrebt wird. In Analogie zur Auswertung der OL-Versuche erfolgt die Beschreibung des Schwingungsverhaltens in CL-Versuchen ebenfalls anhand zweier aufeinanderfolgender Extrema der Rollwinkelbeschleunigung. Der übergeordnete Rollwinkelverlauf des Fahrrades ist im CL jedoch mit lokalen Eingriffen des Reglers überlagert (vgl. Abbildung 5). Die Extrema der Rollwinkelbeschleunigung infolge der Reglereingriffe besitzen eine deutlich höhere Frequenz und höhere Amplitudenausschläge als die Rollbeschleunigung infolge der niederfrequenten Fahrradbewegung. Infolge dessen kann durch das Verhältnis zweier aufeinander folgender Extrema nicht zwangsläufig auf den übergeordneten Verlauf der Rollbewegung und somit auf die Oszillation des Fahrrades um die Längsachse geschlossen werden. Die Trennung zwischen der übergeordneten Rollbewegung des Fahrrades  $\phi_{\text{TP}}$  und den lokalen Eingriffen des Reglers  $\phi$  kann mit Hilfe eines Tiefpassfilters erreicht werden.

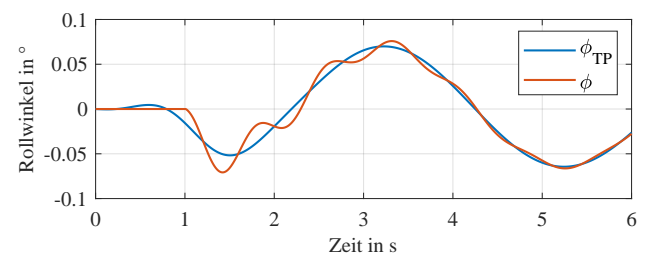


Abbildung 5 Auswirkungen des Reglers auf den Rollwinkelverlauf

Auf diese Weise wird die Änderungsrate der Fahrradlage ohne den Einfluss lokaler Reglereingriffe beschrieben und ermöglicht mit Hilfe des Kennwerts  $K_{\ddot{\phi},CL}$  Aussagen darüber, welches System nach einer Störung durch einen aktiven Fahrer am schnellsten stabilisiert werden kann. Hohe Werte des Kennwerts werden als positiv bewertet (Gleichung (2)).

$$K_{\ddot{\phi},CL} = \left| \frac{\ddot{\phi}_{E7,gefiltert}}{\ddot{\phi}_{E8,gefiltert}} \right| \quad (2)$$

Neben der Betrachtung des Schwingungsverlaufs durch  $K_{\ddot{\phi},CL}$  wird anhand des Kennwertes  $K_{\phi_{max},CL}$  die Höhe der Systemantwort analysiert. Die Berechnung erfolgt mit Hilfe des Betrags des sich maximal einstellenden Rollwinkels infolge des LMI im Closed-Loop (Gleichung (3)). Dieser Kennwert kann nur in CL-Versuchen für alle Geschwindigkeiten ermittelt werden, da als Folge der Instabilität des Systems außerhalb des eigenstabilen Geschwindigkeitsbereiches der Rollwinkel in OL-Versuchen kontinuierlich steigt. Mithilfe dieses Kennwertes können sowohl Annahmen über die Stabilität, im Sinne des Verhalten auf Grund des Störmomentes als auch über die Agilität im Sinne des Kurveneingangsverhaltens nach einem Lenkmoment geschlossen werden.

$$K_{\phi_{max},CL} = \max(|\phi|) \quad (3)$$

Zusätzlich zur Beschreibung des Schwingungsverhaltens wird ein weiterer Kennwert verwendet, mit dem der zur Stabilisierung benötigten Lenkaufwand bestimmt wird. Der Kennwert  $K_{T_{\delta},CL}$  wird anhand des über die Versuchszeit kumulierten Betrags des Regelmoments berechnet (Gleichung (4)). Geringe Werte des Kennwerts werden hierbei als positiv bewertet.

$$K_{T_{\delta},CL} = \int_0^{t_{Versuch}} |T_{\delta}| dt \quad (4)$$

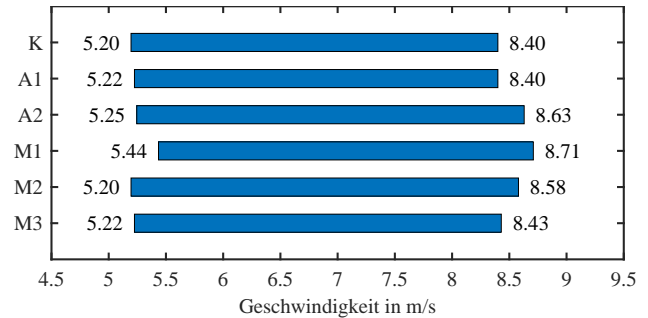
## 4 Ergebnisse

Im folgenden Abschnitt werden die Ergebnisse der OL- und CL-Versuche für die verschiedenen Fahrradkombinationen anhand der Kennwertverläufe beschrieben. Dabei werden die Einflüsse aller elektrischen Antriebskomponenten getrennt voneinander betrachtet. Die Verläufe von Fahrradaufbauten in denen Akku und Motor kombiniert werden, weisen im Allgemeinen eine Kombination der Eigenschaften der beiden Teilkomponenten auf.

### 4.1 Auswertung der Open Loop Versuche

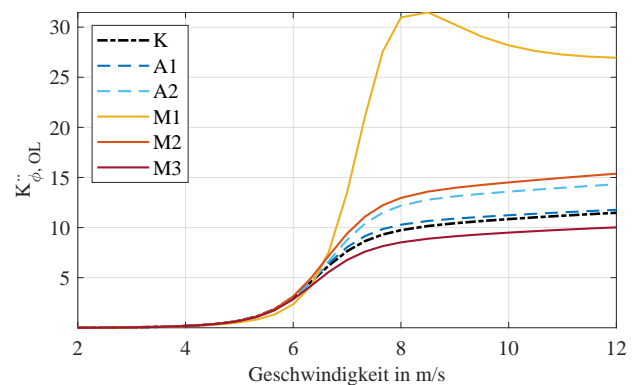
Die Analyse der Fahreigenschaften anhand der Eigenwerte zeigt Grenzen des eigenstabilen Geschwindigkeitsbereichs auf, welche durch  $v_{weave}$  und  $v_{capsize}$  definiert sind. Ein möglichst früh eintretender sowie großer eigenstabiler Geschwindigkeitsbereich wird für die Fahreigenschaften als positiv bewertet. In **Abbildung 6** sind die eigenstabilen Geschwindigkeitsbereiche der untersuchten Fahrradaufbauten dargestellt. Es zeigt sich, dass das konventionelle Fahrrad sowie das Fahrrad mit dem Motor im Tretlager zuerst und die Kombination mit dem Motor in der Vorderradnabe zu-

letzt den eigenstabilen Geschwindigkeitsbereich erreichen. Für das Fahrrad mit dem Akku im Unterrohr sowie der Aufbau mit dem Motor im Tretlager hält dieser Bereich am längsten an. Es lassen sich jedoch kaum aussagekräftige Unterschiede in den Fahreigenschaften aus dieser Darstellung feststellen, da die Unterschiede innerhalb der Eigenwerte  $v_{weave}$  bzw.  $v_{capsize}$  jeweils nur weniger als 5% betragen.



**Abbildung 6** Lage des eigenstabilen Geschwindigkeitsbereichs

In **Abbildung 7** ist der Kennwert  $K_{\ddot{\phi},OL}$  über der Geschwindigkeit aufgetragen. Diese Darstellung des Eigenverhaltens ermöglicht eine ausführlichere Analyse, da neben dem Erreichen des eigenstabilen Bereichs ab  $K_{\ddot{\phi},OL} = 1$  ebenfalls der Verlauf der Roll- und Kenterbewegung abgelesen werden kann. Der S-förmige Verlauf des Kennwerts zeigt einen charakteristischen Anstieg mit Beginn des eigenstabilen Geschwindigkeitsbereichs. Nach Überschreiten von  $v_{capsize}$  flachen die Verläufe deutlich ab. Dies ist durch die steigende Rollbeschleunigung infolge des Capsize-Modes zu erklären, welche zu einer Überlagerung des für hohe Geschwindigkeiten stabilen Weave-Modes führt. Das Fahrrad mit dem Motor in der Vorderradnabe hebt sich deutlich von den Verläufen der übrigen Fahrräder ab. Unterhalb von  $v = 6,5 \text{ m/s}$  besitzt diese Fahrradkombination den geringsten Wert für  $K_{\ddot{\phi},OL}$ , was als eine hohe Verstärkung bzw. ab  $v_{weave}$  als geringe Dämpfung der oszillierenden Rollbewegung des Fahrrades interpretiert werden kann. Für hohe Geschwindigkeiten steigt der Kennwert jedoch auf zum Teil mehr als das doppelte der übrigen Fahrräder an.



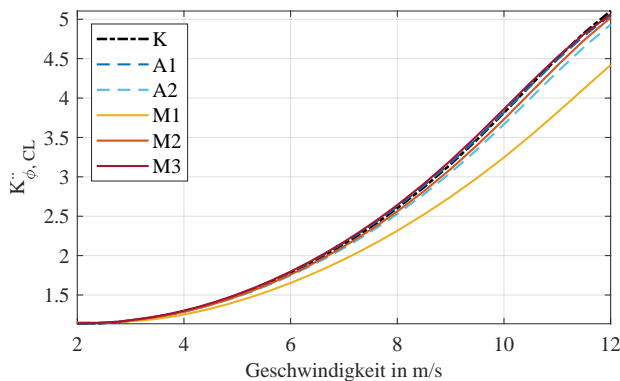
**Abbildung 7** Kennwertverlauf von  $K_{\ddot{\phi},OL}$



Allgemein zeigen die Ergebnisse der OL-Versuche nur einen geringen Einfluss von Akku und Motor auf die Lage des eigenstabilen Geschwindigkeitsbereichs. Die Auswirkungen auf das Schwingungsverhalten sind jedoch eindeutig zu erkennen. Hierbei weist der Motor einen deutlich größeren Einfluss auf das Fahrverhalten auf als die Position des Akkus. Die ermittelten Ergebnisse der OL-Versuche stimmen mit den Aussagen von [2] überein.

## 4.2 Auswertung der Closed Loop Versuche

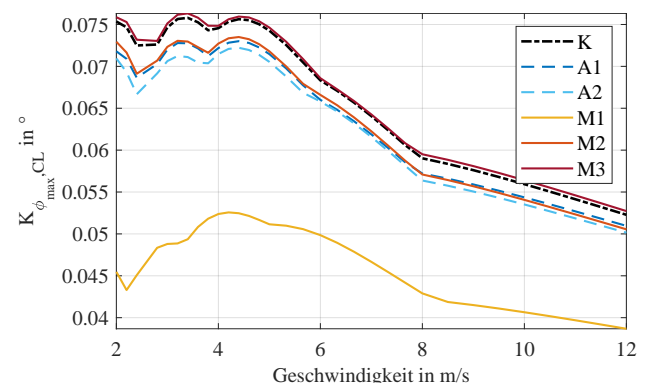
Die Betrachtung der CL-Versuche ermöglicht die Analyse des Fahrverhaltens, welche im Gegensatz zu OL-Versuchen nicht nur das Eigenverhalten beschreibt, sondern die Möglichkeit bietet, das Systemverhalten unter Berücksichtigung eines aktiven Fahrers zu untersuchen. Die Beschreibung des Schwingungsverlaufs in CL-Versuchen ist in **Abbildung 8** anhand des Kennwerts  $K_{\ddot{\phi},CL}$  aufgetragen über der Fahrgeschwindigkeit dargestellt. Alle Fahrräder zeigen einen monoton steigenden Verlauf sowie ein abklingendes Schwingverhalten auch im unteren Geschwindigkeitsbereich. Im Vergleich zu **Abbildung 7** ist zwar ein Anstieg des Kennwerts mit Beginn des eigenstabilen Systemverhaltens zu erkennen, jedoch flacht dieser mit steigender Geschwindigkeit nicht ab. Dies kann zum einen auf die steigende Dämpfung des Weave-Modes zurück geführt werden, zum anderen wird die monotone Kenterbewegung des Capsize-Modes durch den Regelkreis effektiv ausgeglichen. Dies lässt den Schluss zu, dass der Capsize-Mode nur eine untergeordnete Rolle in der Stabilisierung von Fahrradsystemen mit aktivem Fahrer besitzt. Es zeigt sich darüber hinaus eine zum Teil gegenteilige Reihenfolge der Fahrradkombinationen im Vergleich zu  $K_{\ddot{\phi},OL}$ .



**Abbildung 8** Kennwertverlauf von  $K_{\ddot{\phi},CL}$

Das konventionelle Fahrrad sowie das Fahrrad mit dem Motor in der Hinterradnabe, welches im OL die geringste Schwingungsabnahme aufweisen, zeigen in CL-Versuchen die schnellste Abnahme der Fahrradschwingung und deuten so auf die beste Regelbarkeit im Sinne der Systemstabilisierung hin. Im Gegensatz dazu weist das Fahrrad mit dem Motor in der Vorderradnabe über alle Geschwindigkeiten die geringste Schwingungsabnahme auf, wobei die Differenz zu den Werten der übrigen Fahrradkombinationen mit zunehmender Geschwindigkeit steigt. Dies kann begründet werden durch das mit zunehmender Ge-

schwindigkeit steigende gyroroskopische Moment, welches dem vom Regler eingebrachten Lenkmoment entgegenwirkt. Die Regelbarkeit im Sinne der Systemstabilisierung wird somit mit dem Motor in der Vorderradnabe mit steigender Geschwindigkeit zunehmend verschlechtert. Weitere Erkenntnisse über das Schwingungsverhalten bietet der in **Abbildung 9** dargestellte Verlauf des Kennwerts  $K_{\phi_{max},CL}$ , aufgetragen über der Fahrgeschwindigkeit. Der Kennwertverlauf zeigt für Geschwindigkeiten unterhalb des eigenstabilen Bereichs unregelmäßige Beträge des maximalen Rollwinkels. Mit Beginn des eigenstabilen Geschwindigkeitsbereichs bei  $v_{weave}$  fällt der Kennwertverlauf monoton ab. Die Reihenfolge der Fahrradaufbauten ist hierbei ähnlich zu denen des Kennwertes  $K_{\ddot{\phi},CL}$ , bei welchem das konventionelle Fahrrad sowie das Fahrrad mit dem Motor in der Hinterradnabe ein hohes Ansprechverhalten gegenüber Lenkmomenten zeigen. Ein hohes Ansprechverhalten kann hierbei einerseits als eine gesteigerte Agilität interpretiert werden, führt gleichzeitig aber auch zu instabilerem Verhalten bei äußeren Störungen, welches jedoch aufgrund der hohen Sensitivität auch schneller von einem aktiven Fahrer ausgeglichen werden kann. Die Differenz zwischen dem maximalen Rollwinkel des Fahrrades mit dem Motor in der Vorderradnabe und den übrigen Aufbauten kann durch die gesteigerte Trägheit in der Lenkachse durch die zusätzliche Motormasse begründet werden. Diese führt zu geringeren Lenkwinkeln infolge des LMI und daraus folgend zu einem kleineren Rollwinkelverlauf.



**Abbildung 9** Kennwertverlauf von  $K_{\phi_{max},CL}$

Abschließend wird das zur Stabilisierung notwendige Lenkmoment des Reglers anhand des Kennwerts  $K_{T_{\delta},CL}$ , aufgetragen über der Geschwindigkeit betrachtet (vgl. **Abbildung 10**). Der Kennwert zeigt mit zunehmender Geschwindigkeit einen monoton fallenden Verlauf. Durch die Verstärkung der Schwingung infolge des instabilen Weave-Modes, kann unterhalb von  $v_{weave}$  ein besonders hoher Lenkaufwand zur Stabilisierung festgestellt werden. Der Lenkaufwand hängt dabei von der Regelbarkeit des Systems  $K_{\ddot{\phi},CL}$  sowie der Höhe des maximalen Rollwinkels  $K_{\phi_{max},CL}$  ab. Allgemein zeigen alle Fahrradaufbauten bis auf die Kombination mit dem Motor in der Vorderradnabe nur geringe Abweichungen des Lenkaufwandes auf. Das Fahrrad mit dem Motor in der Vorderradnabe besitzt für geringe Geschwindigkeiten den geringsten Lenkaufwand, was

durch das geringe Rollwinkelmaximum begründet werden kann. Im Gegensatz dazu weist dieses Fahrrad für hohe Geschwindigkeiten infolge der schlechten Regelbarkeit trotz des geringen Rollwinkelmaximums den höchsten Lenkaufwand auf.

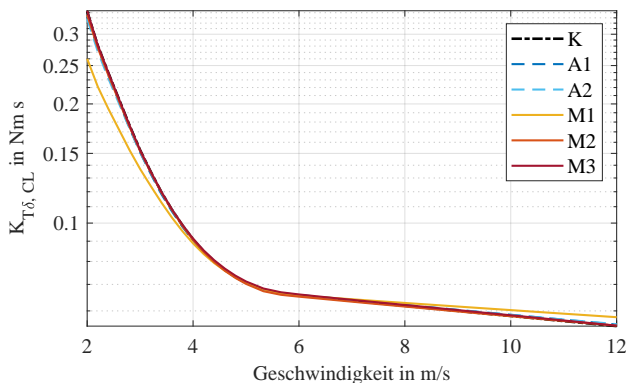


Abbildung 10 Kennwertverlauf von  $K_{T\delta,CL}$

## 5 Zusammenfassung

Die in diesem Paper präsentierte Analyse von Fahrrädern mit elektrischen Antriebskomponenten ermöglicht anhand der durchgeführten CL-Versuche eine deutliche Erweiterung der Untersuchungen des Fahrverhaltens von eBikes. So zeigt sich, dass das in OL-Versuchen ermittelte Stabilitätsverhalten in CL-Versuchen ein zum Teil gegenteiliges Bild aufweist. Die Ergebnisse lassen des Weiteren den Schluss zu, dass der Capsize-Mode für die Stabilität nur eine untergeordnete Rolle spielt, da dieser durch einen aktiven Fahrer leicht herausgeregelt werden kann. Analysen der CL-Versuche anhand des maximalen Rollwinkel und der Betrachtung des für die Stabilisierung des Fahrrades nach einem Lenkmomentenimpuls benötigten Lenkaufwands zeigen, dass die Anordnungen mit dem Motor in der Hinterradnabe und der Positionierung des Akkus am Gepräckträger aus den untersuchten Aufbauten den dynamischen Eigenschaften eines konventionellen Fahrrades am ähnlichsten sind. Besonders auffällig ist der Aufbau mit dem Motor in der Vorderradnabe. Die zusätzliche Masse in der Lenkachse sowie das mit zunehmender Geschwindigkeit steigende gyroroskopische Moment führt zwar zu einem deutlich verringertem maximalen Rollwinkel, erschwert gleichzeitig jedoch die Stabilisierung durch den aktiven Fahrer, obwohl die Schwingungsabnahme in OL-Versuchen hier den höchsten Wert aufweist.

Zukünftige Forschungen sollten die hier ermittelten Einflüsse der zusätzlichen Massen mit den Einflüssen von kinematischen Änderungen des Fahrrades sowie den Einflüssen der Fahrerposition vergleichen und kombinieren. Mit Hilfe dieser übergreifenden Betrachtung könnten nutzer-gerechte Fahrradaufbauten entwickelt werden, welche sich durch eine gesteigerte Agilität für den Sportbereich oder durch eine hohen Stabilität und Regelbarkeit bei geringen Geschwindigkeiten für die Mobilisierung körperlich eingeschränkter Personen auszeichnen.

## 6 Literatur

- [1] Brust, E.: *Zahlen – Daten – Fakten zum Fahrradmarkt in Deutsch-land 2020*. Wirtschaftspressekonzferenz am 10.März 2021 in Berlin.
- [2] Dieltiens, S.; Debrouwere, F.; Juwet, M.; Demeester, E.: *Practical Application of the Whipple and Carcallo Stability Model and Modern Bicycles with Pedal Assistance*. In: applied science, 2020.
- [3] Whipple, F.: *The stability of the motion of a bicycle*. In: Quart. J. Pure Appl. Math, 30 (1899), S. 312–348.
- [4] Meijaard, J.P.; Papadopoulos, J.M.; Ruina, A.; Schwab, A.L.: *Linearized dynamics equations for the balance and steer of a bicycle: a benchmark and review*. In: Proceedings of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences. (2007), DOI 10.1098/rspa.2007.1857. S. 1955-1982.
- [5] Kooijman, J.D.G.; Schwab, A.L.; Meijaard, J.P.: *Experimental validation of a model of an uncontrolled bicycle*. In: Multibody System Dynamics, 19 (2008) 1-2, DOI 10.1007/s11044-007-9050-x. S. 115-132.
- [6] Moore, J. K.; Hubbard, M.; Schwab, A. L.; Kooijman, J. D. G.: *Accurate Measurement of Bicycle Parameters*. In: Proceedings. In: Bicycle and Motorcycle Dynamics 2010 Symposium on the Dynamics and Control of Single Track Vehicles, Delft, 2010.
- [7] Ingenlath, P.; Archut J.; van der Beek J.; Corves, B.: *Simulation eines vollgefederten Mountainbikes unter Berücksichtigung des Fahrerverhaltens*. In: Tagung Mechatronik 2017, 09.-10. März 2017 Dresden.
- [8] Schwab, A.L.; Meijaard J.P.; Kooijman J.D.: *Lateral dynamics of a bicycle with a passive rider model: stability and controllability*. In: Vehicle System Dynamics, 50:8, (2012)1209-1224, DOI: 10.1080/00423114.2011.610898
- [9] Moore, J. K.: *Human Control of a Bicycle*. Dissertation, Davis: University of California, 2012.
- [10] Hess, R. A.; Moore, J. K.; Hubbard, M.: *Modeling the Manually Controlled Bicycle*. IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics - Part A: Systems and Humans, 42 (2012) 3, S. 545–557, DOI 10.1109/TSMCA.2011.2164244
- [11] eBikeFINDER: *Verteilung der angebotenen E-Bikes in Deutschland im Jahr 2014 nach Motoren*. In: Statista Research Department 2014

# Objektivierung subjektiver Kriterien für die Bewertung von Anfahrvorgängen

## Objectification of subjective criteria for the evaluation of drive-off processes

Ping He, Edward Kraft, Stephan Rinderknecht, Technische Universität Darmstadt, Institut für Mechatronische Systeme im Maschinenbau, 64287 Darmstadt, Deutschland, he@ims.tu-darmstadt.de

### Kurzfassung

Diese Arbeit konzentriert sich auf eine Untersuchung zur subjektiven Bewertung von Anfahrvorgängen. Die Untersuchung wird in einem längsdynamischen Fahrsimulator durchgeführt. Ein Beschleunigungsverlauf während des Anfahrens kann durch die drei Faktoren Ansprechzeit, Ruck und maximale Beschleunigung beschrieben werden. In dieser Studie werden zunächst die Einflüsse des Rucks und der maximalen Beschleunigung auf die subjektive Bewertung von Anfahrvorgängen hinsichtlich der Bewertungskriterien Sportlichkeit, Ruckartigkeit und Komfort untersucht und die vestibuläre Unterschiedsschwelle für jedes Kriterium identifiziert. Im Vergleich zu einer allgemeinen Untersuchung der menschlichen Wahrnehmungsschwelle bezieht sich die Unterschiedsschwelle in dieser Arbeit auf die Grenzwerte hinsichtlich des Rucks und der maximalen Beschleunigung, die unterschiedliche Fahrstile definieren. Die Einflussstärke jedes Faktors wird mithilfe eines Regressionsmodells dargestellt. Auf diese Weise kann die subjektive Bewertung eines Anfahrvorgangs mittels der Objektivierungsmethode geschätzt werden.

### Abstract

This paper concentrates on an investigation of the subjective evaluation of vehicle drive-off procedures. The investigation is conducted in a dynamical driving simulator. An acceleration profile during drive-off can be characterized by the influence factors response time, jerk and maximal acceleration. In this study, the influences of the jerk and the maximal acceleration on the subjective evaluation of drive-off procedures according to the evaluation criteria sportiness, jerkiness and comfort are investigated and the vestibular differential thresholds for each criteria are identified. Unlike a general investigation in human perception threshold, the differential threshold in this paper refers to the limit values defining driving styles. Additionally, the influence intensity of every factor is presented with the help of a regression model. By this means, the subjective evaluation of the drive-off process can be estimated in an objective way.

## 1 Einleitung

Durch den Einsatz automatisierter Getriebe und autonomer Fahrfunktionen ist das Anfahren einfacher geworden. Als Nebenwirkung reduziert sich die Möglichkeit der Kommunikation zwischen Mensch und Fahrzeug. Um dem Fahrer ein optimales Fahrerlebnis zu bieten, muss der Hersteller viel Aufwand in die Kalibrierung des Antriebsstrangs investieren. Der subjektive Eindruck von Kalibrierungsexperten wird genutzt, um die Parameter des Systems während des Anfahrvorgangs endgültig festzulegen. Diese Parameter beeinflussen direkt oder indirekt das endgültige Fahrerlebnis.

Psychophysikalische Studien an Menschen zeigen, dass der Ruck und die Beschleunigung bei der Untersuchung der Wahrnehmungsschwelle für eine Translationsbewegung eine wichtige Rolle spielen. Kingma [1] hat in seiner Untersuchung die Wahrnehmungsschwelle für Beschleunigungen und Geschwindigkeiten jeweils in longitudinaler und lateraler Richtung identifiziert und ist zu dem Schluss gekommen, dass die Wahrnehmungsschwelle bzgl. der Beschleunigung abhängig vom Anregungsprofil bzw. dem Fahrprofil ist, die Wahrnehmungsschwelle bzgl. Geschwindigkeit

jedoch nicht. Soyka [2] hat die Wahrnehmbarkeiten von Beschleunigung und Ruck mithilfe von ruckartigen Bewegungsanregungen untersucht und die Wahrnehmungsschwelle mit statistischen Modellen ermittelt. Außerdem haben [3, 4] den Einfluss des Rucks auf die Wahrnehmungsschwelle untersucht. [5] hat einen Versuch im Flugsimulator durchgeführt und Beschleunigungen in trapezförmigem Profil präsentiert. Die maximale Beschleunigung und der Ruck wurden aus dem Profil ermittelt. Die Beschleunigung wurde jedoch nur bis zu einem Wert von  $1 \text{ m/s}^2$  und der Ruck bis zu einem Wert von  $3 \text{ m/s}^3$  untersucht. Diese Werte sind viel kleiner als die erreichbaren Größen in Anfahrvorgängen in PKW.

Eine Literaturrecherche zeigt weiterhin, dass sich Studien rein auf die menschliche Wahrnehmungsschwelle konzentrieren. Studien, in denen Unterschiedsschwellen zur Bewertung von Anfahrvorgängen herangezogen werden, sind nicht bekannt.

Dieser Beitrag konzentriert sich auf eine Fahrsimulatorstudie zur subjektiven Bewertung des Anfahrvorgangs. Während des Versuchs werden die Ausprägung unterschiedlicher Beschleunigungsprofile während des Anfahrens in Bezug auf die Kriterien Sportlichkeit,

Ruckartigkeit und Komfort untersucht. Ziel dieser Arbeit ist es, die Unterschiedsschwellen der Einflussfaktoren Ruck und maximale Beschleunigung für die Bewertung von Anfahrvorgängen zu identifizieren. Die Unterschiedsschwellen in dieser Arbeit beziehen sich auf die Grenzwerte, die zu einer signifikant unterschiedlichen Bewertung von Anfahrvorgängen führen. Das bedeutet, dass die identifizierten Unterschiedsschwellen größer sind als die Unterschiedsschwellen aus allgemeinen psychophysikalischen Studien, da eine kleine Änderung hinsichtlich der vestibulären Wahrnehmung nicht unbedingt eine unterschiedliche Bewertung eines Anfahrvorgangs hervorruft. Die Ergebnisse dieser Arbeit bieten Hilfestellungen bei der Kalibrierung eines Anfahrvorgangs oder der Entwicklung autonomer Fahrfunktionen, wenn ein Anfahrvorgang von einer beispielweise unkomfortablen zu einer eher komfortablen Konfiguration umparametrisiert werden muss.

Basierend auf den gewonnenen Erkenntnissen werden drei Regressionsmodelle zwischen Einflussfaktoren und den Bewertungskriterien erstellt. Jedes Modell erhält eine Kombination aus Einflussfaktoren als Eingangsgrößen und gibt die Möglichkeit einer positiven Bewertung des Bewertungskriteriums als Ausgangsgröße aus. Diese Modelle geben dem Kalibrierungsexperten eine Grundlage zur objektiven Bewertung eines Anfahrvorgangs.

## 2 Grundlage, Technik und Methode

### 2.1 Fahrsimulator

Der Fahrsimulator am Institut für Mechatronische Systeme im Maschinenbau (IMS) der Technischen Universität Darmstadt wurde zur Untersuchung der menschlichen Wahrnehmungen (vestibuläre, visuelle und auditive Reize) bei longitudinalen Fahrzeugmanövern entwickelt und soll zukünftig eine sehr frühe Untersuchung von Antriebsstrangkzepten ermöglichen, bevor Hardware vorliegt. Der Fahrsimulator ist in der Lage, Beschleunigungen durch eine kombinierte translatorische und rotatorische Bewegung der Fahrerkabine darzustellen. Der Rotationspunkt ist an der Position des Fahrerkopfes platziert, an der sich das Vestibulärorgan befindet. Dadurch wird die Gravitationskraft zur Bildung der zu erlebenden Beschleunigung mitverwendet [6, 7]. Zur Darstellung der Fahrumgebung wird eine virtuelle Realität verwendet, die der Fahrer über ein VR-Headset wahrnimmt. In dieser Studie sitzen die Versuchspersonen in einer Mercedes-Benz A-Klasse mit detailliertem Interieur. Die Vibration mittels Shaker und das synthetisierte Motorgeräusch geben den Versuchspersonen ebenfalls ein Feedback zur Nachbildung einer realitätsnahen Fahrsituation.

Mithilfe dieses dynamischen Fahrsimulators können verschiedene Längsbeschleunigungsprofile nachgebildet und gezielte Untersuchungen im Kontext der menschlichen Wahrnehmung und der longitudinalen Bewegung unter reproduzierbaren und variabel einstellbaren Versuchsbedingungen durchgeführt werden

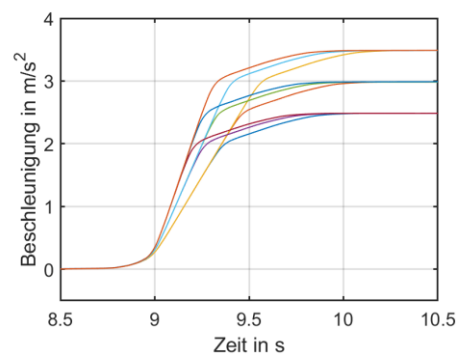
[8]. Weitere technische Eigenschaften und Komponenten des Fahrsimulators sind [9] zu entnehmen.

## 2.2 Versuchsplanung

### 2.2.1 Beschleunigungsprofile

Zur mathematischen Darstellung eines Beschleunigungsprofils gibt es verschiedene Methoden, die unterschiedliche Grenzwerte nutzen. In dieser Arbeit werden die folgenden Begriffe und Grenzwerte zur Charakterisierung des Beschleunigungsprofils verwendet:

- **Ansprechzeit:** Die Zeitspanne zwischen einer sprunghaften Fahrpedalstellung und der ersten spürbaren Beschleunigungsreaktion des Fahrzeugs. Nach [10] wird eine Beschleunigung kleiner als  $0,1 \text{ m/s}^2$  als nicht spürbar wahrgenommen.
- **Ruck:** Der Anstieg der linearen Regressionsgerade zwischen der ersten spürbaren Beschleunigungsreaktion (ab  $0,1 \text{ m/s}^2$ ) und 85% der maximalen Beschleunigung [11].
- **Maximale Beschleunigung:** die größte Beschleunigung, die im Profil zu finden ist.



**Abbildung 1** Beschleunigungsprofile im Versuch

Wie in der Einleitung erwähnt, wurden die Einflüsse des Rucks und der maximalen Beschleunigung im Rahmen dieser Studie untersucht. Die zwei Faktoren werden jeweils in drei Stufen variiert und bilden insgesamt 9 verschiedene Fahrprofile, die in **Tabelle 1** beschrieben sind.

**Tabelle 1** Variationen der Anfahrprofile

Fahrprofil	Ruck	Max. Beschleunigung
1.	$5 \text{ m/s}^3$	$2,5 \text{ m/s}^2$
2.	$5 \text{ m/s}^3$	$3 \text{ m/s}^2$
3.	$5 \text{ m/s}^3$	$3,5 \text{ m/s}^2$
4.	$7 \text{ m/s}^3$	$2,5 \text{ m/s}^2$
5.	$7 \text{ m/s}^3$	$3 \text{ m/s}^2$
6.	$7 \text{ m/s}^3$	$3,5 \text{ m/s}^2$
7.	$9 \text{ m/s}^3$	$2,5 \text{ m/s}^2$
8.	$9 \text{ m/s}^3$	$3 \text{ m/s}^2$
9.	$9 \text{ m/s}^3$	$3,5 \text{ m/s}^2$

### 2.2.2 Versuchsablauf

Der Versuch besteht aus zwei Phasen: einer Eingewöhnungsphase und einer Versuchsphase. In der Eingewöhnungsphase machen sich die Versuchspersonen mit dem Fahrsimulator vertraut. Das Fahrzeug fährt autonom an, um eine Endgeschwindigkeit von ca. 35 km/h zu erreichen. In dieser Phase erleben sie zuerst zwei Anfahrvorgänge als Orientierung für die spätere Bewertung. Einer der beiden Anfahrvorgänge ist sehr sanft gestaltet, mit einem Ruck von  $3 \text{ m/s}^3$  und einer Beschleunigung von  $2,5 \text{ m/s}^2$ , der andere ist so maximal ausgeprägt (siehe Testsignal Nr. 9 in der **Tabelle 1**).

Alle 9 Anfahrvorgänge werden in einer stochastischen Reihenfolge, aber für alle Versuchspersonen gleich präsentiert. Nach jedem Fahrprofil werden sie gebeten, den erlebten Anfahrvorgang nach den Kriterien Sportlichkeit, Ruckartigkeit und Komfort jeweils auf einer Skala von 1 bis 5 zu bewerten.

## 3 Methodik

Da dieser Versuch zwei Faktoren (unabhängige Variablen) beinhaltet, handelt es sich um ein mehrfaktorielles Problem. Der Haupteffekt jedes Faktors und der Interaktionseffekt zwischen beiden Faktoren werden mit den Varianzanalysen MANOVA und ANOVA mit Messwiederholung geprüft. Die wichtigste Voraussetzung für den Einsatz der Varianzanalyse mit Messwiederholung, deren Faktoren um mehr als zwei Stufen variiert werden, ist, dass die Varianz mehrerer Gruppen gleich ist (Sphärizität). Dies wird mithilfe des Mauchly-Tests überprüft. Die zweite zu prüfende Voraussetzung ist, ob die Bewertungsnoten (abhängige Variablen) für jeden Faktor normalverteilt sind. Diese Voraussetzung ist zwar nach dem Shapiro-Wilk-Test hier nicht erfüllt, nach Meinung von [12, 13] ist die Varianzanalyse aber ausreichend robust gegenüber der Verletzung dieser Annahme. Die Varianzanalyse kann zunächst nur feststellen, ob in einer Gruppe von Mittelwerten signifikante Unterschiede vorliegen. Die Unterschiedsschwellen für jedes Kriterium werden mit Post-hoc-Tests in ANOVA untersucht. Durch die Post-hoc-Tests erhält man Erkenntnisse darüber, welche Mittelwerte sich signifikant voneinander unterscheiden. In dieser Arbeit wird ein Signifikanzniveau von 0,05 für alle statistischen Tests ausgewählt.

Nach dem Weberschen Gesetz ist die Unterschiedsschwelle  $\Delta S$  zweier Reize proportional zur Größe des Vergleichsreizes  $S$ , bzw.  $\Delta S = k \cdot S$ . Dabei ist  $k$  die Weber-Konstante, die für jede Reizmodalität unterschiedlich ist [14]. Dieses Gesetz verdeutlicht das nichtlineare Verhalten, dass die Unterscheidbarkeit zwischen zwei Reizen bei Erhöhung der Intensität des Grundreizes abnimmt. Der Physiker und Philosoph Gustav Theodor Fechner hat das Webersche Gesetz in der Form erweitert, dass die Empfindungsstärke  $E$  logarithmisch von der Reizstärke abhängig ist [14]. Basierend darauf kommt eine logistische Regression in dieser Arbeit zur Modellierung der Bewertung des Anfahrvorgangs für jedes Kriterium zum Einsatz. Hierfür

wird die Betrachtung der abhängigen Variablen von einer Ordinalskala auf eine Nominalskala überführt, da die logistische Regression eine binäre abhängige Variable benötigt. Die verwendete logistische Regressionsfunktion hat folgende Form:

$$P = \frac{1}{1+e^{-z}} \quad (1)$$

mit

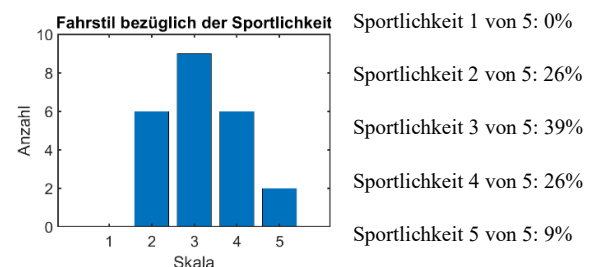
$$z = \beta_0 + \beta_1 \cdot x_1 + \beta_2 \cdot x_2 \dots + \beta_k \cdot x_k + \varepsilon$$

Hierbei ist  $P$  die Wahrscheinlichkeit, dass die abhängige Variable den Wert 1 annimmt.  $z$  stellt ein lineares Regressionsmodell der unabhängigen Variablen  $x_i$  mit den Koeffizienten  $\beta$  dar.  $\varepsilon$  bezeichnet den Fehlerwert.

## 4 Ergebnisse und Objektivierungsmodell

### 4.1 Statistische Analyse

Am Versuch nahmen insgesamt 23 Versuchspersonen teil. 90% der Versuchspersonen sind jünger als 30 Jahre (Mittelwert=27,5, Standardabweichung=6,8). Die deskriptive Statistik bezüglich des Fahrstils der Versuchspersonen sind in der **Abbildung 2** zu entnehmen. Die Bewertung des Fahrstils basiert auf der Selbsteinschätzung der Versuchspersonen auf einer Skala von 1 bis 5.



**Abbildung 2** Selbsteinschätzung des eigenen Fahrstils

Die Noten 1 und 2 stehen für einen unsportlichen, Note 3 für einen neutralen und einer Note 4 und 5 für einen sportlichen Fahrstil. In **Abbildung 2** ist zu sehen, dass der Anteil von Probanden mit unsportlichem, neutralem und sportlichem Fahrstil fast jeweils ein Drittel der gesamten Versuchspersonen ausmacht.

In den folgenden Abschnitten werden die Analyseergebnisse der Bewertung der Fahrprofile vorgestellt. Hierfür werden zunächst der Haupteffekt und der Interaktionseffekt der Faktoren untersucht und danach die Unterschiedsschwellen bei den Bewertungen der Sportlichkeit, der Rückartigkeit und des Komforts identifiziert. Damit wird ermittelt, um wie viel der Ruck bzw. die maximale Beschleunigung verändert werden müssen, damit der Anfahrvorgang anders bewertet wird.

**Tabelle 2** MANOVA Multivariate Tests (Wilks-Lambda)

Faktor	Signifikanz
Beschleunigung	0,002
Ruck	0,001
Beschleunigung*Ruck	0,342



Die Signifikanzwerte in **Tabelle 2** zeigen, dass beide Faktoren zu signifikant unterschiedlichen Bewertungen der Anfahrvorgänge führen, da die Signifikanzwerte kleiner 0,05 sind. Es besteht jedoch kein Interaktionseffekt zwischen den Faktoren. Daher dürfen die Einflüsse beider Faktoren separat untersucht werden. Hierfür wird eine einfaktorielle Varianzanalyse (ANOVA) mit Messwiederholung genutzt, um den Einfluss des Faktors auf jedes Bewertungskriterium getrennt zu untersuchen.

**Tabelle 3** ANOVA für den Faktor maximale Beschleunigung

Faktor	Kriterium	Signifikanz
Beschleunigung	Sportlichkeit	0,001
	Ruckartigkeit	0,070
	Komfort	0,017

**Tabelle 3** kann entnommen werden, dass die maximale Beschleunigung einen signifikanten Einfluss auf die Bewertungskriterien Sportlichkeit und Komfort hat, auf den Ruckartigkeit jedoch nicht. Im Vergleich dazu unterscheiden sich die unterschiedlichen Ruckstufen hinsichtlich aller betrachteten Kriterien, siehe **Tabelle 4**.

**Tabelle 4** ANOVA für den Faktor Ruck

Faktor	Kriterium	Signifikanz
Ruck	Sportlichkeit	0,001
	Ruckartigkeit	0,001
	Komfort	0,001

Im nächsten Schritt sind die Unterschiedsschwellen zur Bewertung des Anfahrvorgangs mithilfe der berechneten Signifikanzen zu analysieren. Dafür werden die Bewertungen durch paarweisen Vergleich (Post-hoc-Tests) untersucht. Nach dem Weber-Fechnerschen-Gesetz ist bekannt, dass die menschliche Wahrnehmung nicht linear, sondern logarithmisch von der Reizstärke abhängig ist. Anhand der Ergebnisse in **Tabelle 5** ist die Nichtlinearität der menschlichen Wahrnehmung bei der Bewertung der Sportlichkeit zu erkennen, da der Unterschied zwischen der niedrigen und der mittleren Beschleunigungsstufe signifikant ist, zwischen der mittleren und hohen Stufe jedoch nicht.

Im Hinblick auf die Bewertung der Sportlichkeit unterscheiden sich die Beschleunigung  $2,5 \text{ m/s}^2$  und  $3 \text{ m/s}^2$  sowie  $2,5 \text{ m/s}^2$  und  $3,5 \text{ m/s}^2$ . Zwischen den Beschleunigungen  $3 \text{ m/s}^2$  und  $3,5 \text{ m/s}^2$  gibt es keine signifikant unterschiedliche Bewertung. Die Unterschiedsschwelle für die Bewertung der Sportlichkeit ist damit kleiner als  $0,5 \text{ m/s}^2$ , wenn die Beschleunigung kleiner als  $3 \text{ m/s}^2$  ist, liegt aber zwischen  $0,5 \text{ m/s}^2$  und  $1 \text{ m/s}^2$ , wenn sich die Beschleunigung vergrößert. Gleichzeitig ist zu sehen, dass die Unterschiedsschwelle für die Bewertung des Komforts größer als  $0,5 \text{ m/s}^2$ , aber kleiner als  $1 \text{ m/s}^2$  ist, da die Bewertungen jeweils zweier aufeinanderfolgender Stufen im paarweisen Vergleich nicht signifikant unterschiedlich sind, jedoch signifikant unterschiedlich zwischen  $2,5 \text{ m/s}^2$  und  $3,5 \text{ m/s}^2$ .

**Tabelle 5** Post-hoc-Tests für die maximale Beschleunigung

Kriterium	Beschleunigungsstufe		Signifikanz
Sportlichkeit	$2,5 \text{ m/s}^2$	$3 \text{ m/s}^2$	0,002
	$2,5 \text{ m/s}^2$	$3,5 \text{ m/s}^2$	0,001
	$3 \text{ m/s}^2$	$3,5 \text{ m/s}^2$	0,216
Ruckartigkeit	$2,5 \text{ m/s}^2$	$3 \text{ m/s}^2$	1,000
	$2,5 \text{ m/s}^2$	$3,5 \text{ m/s}^2$	0,151
	$3 \text{ m/s}^2$	$3,5 \text{ m/s}^2$	0,370
Komfort	$2,5 \text{ m/s}^2$	$3 \text{ m/s}^2$	0,815
	$2,5 \text{ m/s}^2$	$3,5 \text{ m/s}^2$	0,032
	$3 \text{ m/s}^2$	$3,5 \text{ m/s}^2$	0,115

Im Hinblick auf die Bewertung der Sportlichkeit, der Ruckartigkeit und des Komforts unterscheiden sich Ruck  $5 \text{ m/s}^3$  und  $9 \text{ m/s}^3$  sowie  $7 \text{ m/s}^3$  und  $9 \text{ m/s}^3$ . Zwischen Ruck  $5 \text{ m/s}^3$  und  $7 \text{ m/s}^3$  gibt es keine signifikant unterschiedliche Bewertung. Im kleinen Ruckbereich ( $< 7 \text{ m/s}^3$ ) sind die Unterschiedsschwellen des Rucks für alle Kriterien größer als  $2 \text{ m/s}^3$ , im großen Ruckbereich kleiner als  $2 \text{ m/s}^3$ .

**Tabelle 6** Post-hoc-Tests für den Ruck

Kriterium	Ruckstufe		Signifikanz
Sportlichkeit	$5 \text{ m/s}^3$	$7 \text{ m/s}^3$	1,000
	$5 \text{ m/s}^3$	$9 \text{ m/s}^3$	0,017
	$7 \text{ m/s}^3$	$9 \text{ m/s}^3$	0,001
Ruckartigkeit	$5 \text{ m/s}^3$	$7 \text{ m/s}^3$	0,283
	$5 \text{ m/s}^3$	$9 \text{ m/s}^3$	0,001
	$7 \text{ m/s}^3$	$9 \text{ m/s}^3$	0,001
Komfort	$5 \text{ m/s}^3$	$7 \text{ m/s}^3$	0,071
	$5 \text{ m/s}^3$	$9 \text{ m/s}^3$	0,001
	$7 \text{ m/s}^3$	$9 \text{ m/s}^3$	0,008

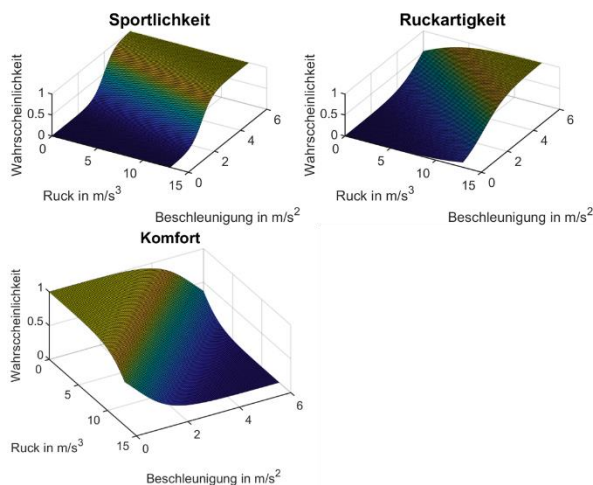
Mithilfe der Ergebnisse kann ein Bereich für die Unterschiedsschwelle des Rucks und der maximalen Beschleunigung bestimmt werden. Für die Bestimmung der genauen Unterschiedsschwellen werden weitere Versuche benötigt.

## 4.2 Objektivierungsmodell

In diesem Kapitel zur Vorstellung der Regressionsmodelle werden die Faktoren maximale Beschleunigung und Ruck als unabhängige Variablen und die Bewertungskriterien als abhängige Variablen verwendet. Die binäre logistische Regression wird oft zur Prüfung eines Zusammenhangs zwischen einer abhängigen Variablen und einer oder mehreren unabhängigen Variablen eingesetzt. Das Verfahren findet eine logistische Funktion nach Gleichung (1), die möglichst gut zu den Daten passt. Für die Anwendung dieses Verfahrens müssen die ordinalen Bewertungen zuerst in eine nominale bzw. binäre Form transformiert werden. In der Eingewöhnungsphase haben die Versuchspersonen jeweils ein sanftes und ein sportliches Anfahrprofil erlebt. Die Bewertungen für das sanfte Profil beginnen in den meisten

Fällen bei der Note 2 der Skala, da die Versuchspersonen den gesamten Skalenbereich bei dem ersten Anfahren nicht ausnutzen wollen. Dies führt dazu, dass sie im späteren Versuchsverlauf tendenziell die Bewertungsnoten von 2 bis 5 vergeben haben. Aus diesem Grund werden bei der Regressionsanalyse die Bewertungen von 1 bis 3 in eine Null der binären Skala und die Bewertungen 4 und 5 in eine Eins der binären Skala transformiert. Dadurch stehen insgesamt 207 binäre Punkte (9 Anfahrvorgänge und 23 Probanden) für jede abhängige Variable für die Regressionsanalyse zur Verfügung.

Für die Vorhersage der Bewertungen der Sportlichkeit, Ruckartigkeit und des Komforts werden Modelle bestimmt. **Abbildung 3** zeigt die Kennfelder der Bewertung der abhängigen Variablen. Für jede Kombination aus dem Ruck und der Beschleunigung geben die Modelle eine Wahrscheinlichkeit für eine hohe Bewertung aus (eins auf der Binärskala). Eine Grenze zwischen einer hohen und niedrigen Bewertung der abhängigen Variablen erhält man, indem man den Schnittverlauf der Kennfelder mit der 50%-Wahrscheinlichkeitsebene betrachtet. Durch den Vergleich der Kennfelder ist ebenfalls zu erkennen, dass der Komfort einen zur Ruckartigkeit entgegengesetzten Verlauf besitzt. Je höher der Ruck und die Beschleunigung sind, desto ruckartiger und desto weniger komfortabel sind die Anfahrvorgänge für die Versuchspersonen.

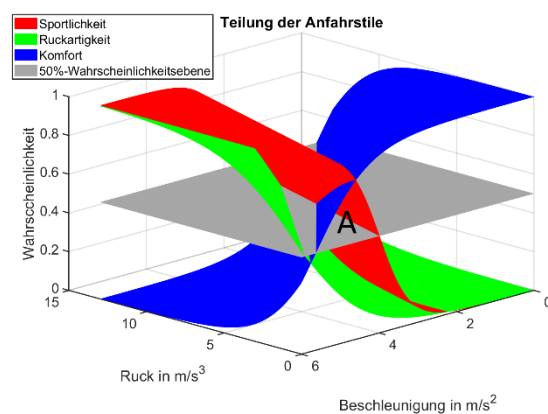


**Abbildung 3** Regressionsmodelle für die abhängige Variable

In **Abbildung 4** wird der Anfahrstil durch die oben gezeigten Kennfelder und die 50%-Wahrscheinlichkeitsebene (grau) in mehrere Bereiche unterteilt. Die blaue Fläche ist das Komfortkennfeld, die rote ist das Kennfeld für die Sportlichkeit und das grüne das Kennfeld für die Ruckartigkeit. Der durch die gelbe, blaue und rote Fläche eingegrenzte Bereich A, der sich in der oberen Hälfte des Diagramms befindet, bezeichnet die Ruck-Beschleunigung-Kombinationen für sportliche und ebenfalls komfortable Anfahrvorgänge. Bei der Kalibration eines sportlichen, aber dennoch komfortablen Antriebsstrangs soll eine Ruck-Beschleunigung-Kombination möglichst aus diesem Bereich gewählt werden. Die Anfahrvorgänge in diesem Bereich werden ebenfalls als nicht ruckartig bewertet. Falls die

Sportlichkeit weiter erhöht werden soll, müssen der Komfort reduziert und die Ruckartigkeit erhöht werden.

Die ermittelte Kennfelder sollte lediglich als Referenz verwendet werden, da von Fahrzeugtyp zu Fahrzeugtyp unterschiedliche Erwartungen an den Anfahrvorgang bestehen. Eine feinere Anpassung erfolgt nach individuellen Anforderungen. Weiterhin sind die Versuchspersonen im Simulator nur passiv mitgefahren. Das Szenario ähnelt daher dem autonomen Fahren. Falls die Kennfelder für die Kalibration einer autonomen Fahrfunktion verwendet werden, werden die Bereiche unter der 50%-Wahrscheinlichkeitsebene hinsichtlich Sportlichkeit und Ruckartigkeit empfohlen.



**Abbildung 4** Bildung der unterschiedlichen Anfahrstile

Um die Nutzbarkeit der vorgestellten Modelle zu validieren, werden weitere Probandenversuche durchgeführt. Hierfür werden drei Fahrprofile eingesetzt. Eines der Profile repräsentiert einen sehr sanften Anfahrvorgang. Die Größe des Rucks und der maximalen Beschleunigung sind außerhalb des Bereiches, welcher für die Regressionsmodelle verwendet wurde. Somit können die Genauigkeiten bei Extrapolationen der Modelle geprüft werden. Die Kenngröße der Fahrprofile sind **Tabelle 7** zu entnehmen.

**Tabelle 7** Fahrprofile für die Validierung der Modelle

Fahrprofile	Ruck	Beschleunigung
1.	3 m/s <sup>3</sup>	2,5 m/s <sup>2</sup>
2.	7 m/s <sup>3</sup>	3,5 m/s <sup>2</sup>
3.	9 m/s <sup>3</sup>	3,5 m/s <sup>2</sup>

Am Versuch nahmen 28 Versuchspersonen für Fahrprofil 1, 30 für Fahrprofil 2 und 7 für Fahrprofil 3 teil. Einige Versuchspersonen nahmen an den beiden im vorherigen Abschnitt vorgestellten Versuchen sowie dem Validierungsversuch teil. In **Tabelle 8** werden die experimentellen Ergebnissen ( $W_E$ ) und die Schätzungen ( $W_S$ ) aus den Regressionsmodellen im Vergleich gezeigt. Die Prozentzahlen beschreiben die Wahrscheinlichkeiten der hohen Bewertungen (4 oder 5 auf der Bewertungsskala bzw. eins auf der Binärskala) für jedes Kriterium. Durch den Vergleich der Ergebnisse in **Tabelle 8** wird deutlich, dass die Regressionsmodelle die richtige Tendenz der Bewertung erfassen. Es gibt größere Abweichungen zwischen den experimentellen

Ergebnissen und den Schätzungen für die Komfortbewertung der ersten und dritten Fahrprofile und für die Sportlichkeitsbewertung des zweiten Fahrprofils. Dies liegt daran, dass sich die Ruck-Beschleunigung-Kombinationen in den Bereichen der Kennfelder befinden, wo große Steigungen zu finden sind. In diesen Bereichen sind die Abschätzungen sehr sensitiv gegenüber der Veränderung der Eingangsgrößen. Die Bewertungen sind ebenfalls abhängig vom psychologischen Zustand der Versuchspersonen und ihren Erwartungen an den Anfahrvorgang.

**Tabelle 8** Ergebnisse der Validierung

Fahr-profile	Sportlichkeit		Ruckartigkeit		Komfort	
	W <sub>E</sub>	W <sub>S</sub>	W <sub>E</sub>	W <sub>S</sub>	W <sub>E</sub>	W <sub>S</sub>
1.	3,6%	5,6%	7,1%	5,1%	75,0%	94,5%
2.	57,1%	70,9%	57,1%	47,5%	28,6%	27,0%
3.	86,7%	81,6%	53,3%	67,0%	23,3%	10,2%

## 5 Zusammenfassung

In dieser Arbeit werden zunächst der Haupteffekt und der Interaktionseffekt der zwei Einflussfaktoren maximale Beschleunigung und Ruck auf die Bewertung von Anfahrvorgängen im Pkw analysiert. Anschließend werden die Unterschiedsschwellen hinsichtlich der Sportlichkeit, der Ruckartigkeit und des Komforts untersucht. Die Untersuchung konzentriert sich auf die Unterschiedsschwellen hinsichtlich unterschiedlicher Fahrstile. Die ermittelten Schwellenwerte sind nicht repräsentativ für ältere Fahrer, da der Großteil der Versuchspersonen in der durchgeführten Untersuchung jung war.

Die Grenzen zwischen den Bewertungsbereichen werden mithilfe von Regressionsmodellen ermittelt. Das zusammengesetzte Kennfelder liefert Informationen für verschiedene Anwendungen bei der Kalibration eines Antriebsstrangs. Regressionsmodelle können ebenfalls die Anfahrreigenschaft aus jeder Ruck-Beschleunigung-Kombination prozentual abschätzen. Dadurch können die Anfahrvorgänge mit einer objektiven Methode bewertet werden.

## Literatur

[1] H. Kingma, "Thresholds for perception of direction of linear acceleration as a possible evaluation of the otolith function," *BMC Ear Nose Throat Disord*, vol. 5, no. 1, p. 5, 2005, doi: 10.1186/1472-6815-5-5.

[2] K. N. de Winkel, F. Soyka, and H. H. Bühlhoff, "The role of acceleration and jerk in perception of above-threshold surge motion," *Exp Brain Res*, vol. 238, no. 3, pp. 699–711, 2020, doi: 10.1007/s00221-020-05745-7.

[3] Haycock Bruce and P. R. Grant, "The influence of jerk on perceived simulator motion strength," in *DSC 2007 North America – Iowa City*, 2007, doi: 10.2514/1.33757

[4] F. Soyka et al., "Does Jerk Have to be Considered in Linear Motion Simulation?," in *AIAA Modeling and Simulation Technologies Conference*, Chicago, Illinois, 2009, doi: 10.2514/6.2009-6245

[5] P. R. Grant and B. Haycock, "The Influence of Jerk on Perceived Simulator Motion Strength," *Journal of Aircraft*, vol. 45, no. 4, pp. 1190–1197, 2008, doi: 10.2514/1.33757.

[6] G. Reymond and A. Kemeny, "Motion Cueing in the Renault Driving Simulator," *Vehicle System Dynamics*, vol. 34, no. 4, pp. 249–259, 2000, doi: 10.1076/vesd.34.4.249.2059.

[7] M. Fischer, "Motion-Cueing-Algorithmen für eine realitätsnahe Bewegungssimulation," Dissertation, Institut für Verkehrssystemtechnik, Braunschweig, Braunschweig, 2009, doi: 10.24355/DBBS.084-200910051056-0

[8] E. Kraft, A. Viehmann, P. Erler, and S. Rinderknecht, "Virtuelle Fahrerproben von Antriebssystemen im Fahrsimulator," *ATZ Automobiltech Z*, vol. 123, no. 3, pp. 42–47, 2021, doi: 10.1007/s35148-020-0652-4.

[9] P. Erler, "Untersuchung von vorausschauenden Motion-Cueing-Algorithmen in einem neuartigen längsdynamischen Fahrsimulator," Dissertation, Institut für Mechatronische Systeme im Maschinenbau, Technische Universität Darmstadt, 2019, doi: 10.25534/TUPRINTS-00011838

[10] E. Baumgartner, A. Ronellenfitsch, H.-C. Reuss, and D. Schramm, "Using a dynamic driving simulator for perception-based powertrain development," in *Transportation Research Part F: Traffic Psychology and Behaviour*, pp. 281–290, 2019, doi: 10.1016/j.trf.2017.08.012

[11] D. Simon, "Entwicklung eines effizienten Verfahrens zur Bewertung des Anfahrverhaltens von Fahrzeugen," Dissertation, Fakultät für Maschinenbau und Schiffstechnik, Universität Rostock, 2010, doi: 10.18453/rosdok\_id00000901

[12] N. Salkind, *Encyclopedia of research design Band I*, SAGE Publications, 2010, doi: 10.4135/9781412961288

[13] E. Schmider, M. Ziegler, E. Danay, L. Beyer, and M. Bühner, "Is It Really Robust?," *Methodology*, vol. 6, no. 4, pp. 147–151, 2010, doi: 10.1027/1614-2241/a000016.

[14] M. Spering and T. Schmidt, *Allgemeine Psychologie kompakt 1: Wahrnehmung, Aufmerksamkeit, Denken, Sprache*, 3rd ed. Weinheim: Beltz, 2017.

# Vergleichsmessungen für die Mensch-Roboter Kollaboration Comparative Measurements for Human-Robot-Collaboration

Univ.-Prof. DI Dr. Michael Hofbaur, DI Dr. Michael Rathmair, JOANNEUM RESEARCH ROBOTICS,  
Institut für Robotik und Mechatronik, 9020 Klagenfurt, Österreich, michael.hofbaur@joanneum.at

## Kurzfassung

Als normativ zulässige Betriebsform für die Mensch-Roboter Kollaboration definiert die EN/ISO 10218 den Betriebsmodus „Leistungs- und Kraftbegrenzung“, für welche in ISO/TS 15066 die Grenzwerte für ungewollte Kraft- und Druckeinwirkung spezifiziert. Aktuell werden beide Standards in der ISO/DIS 10218-2:2020 zusammengeführt und durch Handlungsanweisungen zur messtechnischen Überprüfung ergänzt. In der Praxis erweist sich eine Sicherheitsbewertung durch Risikoanalyse und Messung aber überaus komplex und subjektiv. Zur Objektivierung wurden daher im Forschungsprojekt COVR Ansätze für Ringversuche zum Vergleich von Sicherheitsbeurteilungen zwischen Prüflaboratorien erarbeitet, welche darüber hinaus für die Qualifizierung und zur Kompetenzüberprüfung von Sicherheits-Techniker\*innen herangezogen werden können. Im Beitrag wird das Versuchsprinzip erläutert, die Eckpunkte guter messtechnischer Praxis umrissen, sowie auf die nötigen Ressourcen zur Durchführung und Selbstüberprüfung auf Basis von validen Referenzdatensätze des nach ISO/IEC 17025 akkreditierten ROBOTICS Evaluation Lab der JOANNEUM RESEARCH verwiesen.

## Abstract

EN/ISO 10218 defines the operating mode "power and force limitation" as the normatively permissible operating mode for human-robot collaboration, for which ISO/TS 15066 specifies the limit values for unintentional force and pressure exposure. Currently, both standards are combined in ISO/DIS 10218-2:2020 and supplemented by instructions for metrological verification. In practice, however, safety assessment by risk analysis and measurement proves to be extremely complex and subjective. In order to objectify this, the COVR research project developed approaches for interlaboratory comparisons of safety assessments between testing laboratories, which can also be used for the qualification and competence verification of safety technicians. The article explains the principle of the test, outlines the cornerstones of good metrological practice, and refers to the necessary resources for performance and self-testing based on valid reference data sets of the ISO/IEC 17025 accredited ROBOTICS Evaluation Lab of JOANNEUM RESEARCH.

## 1 Einleitung

Ein Mit- und Nebeneinander von Menschen und Roboter, zum Beispiel in der industriellen Produktion, gilt als vielversprechender Ansatz für die Herausforderungen einer flexiblen und menschengerechten Produktion der Zukunft. Hierbei ist die Sicherheit des Menschen oberste Prämisse für die produktive Nutzung eines gemeinsam von Mensch und Roboter durchgeführten Produktionsprozesses. Als wesentliche rechtliche und normative Grundlage für eine derartige Betriebsform eines industriellen Roboters gilt die Robotersicherheitsnorm EN/ISO 10218 (2011) Teil 1 und Teil 2 [1,2] und natürlich die zugrunde liegende EU Maschinenrichtlinie / Maschinenprodukteverordnung [3].

Das stark steigende Interesse am Einsatz dieser Roboterbetriebsform in den letzten Jahren und ein stetig wachsendes Angebot an verfügbaren, für die Kollaboration geeigneter Roboter und Roboterperipherie / -Werkzeuge erforderten eine genauere Spezifikation des in der EN/ISO

10218-2:2011 abgesteckten Stands der Technik für die Mensch-Roboter Kollaboration.

Die technische Spezifikation ISO/TS 15066:2016 [4] hat daher den Boden bereitet und insbesondere die Grenzen für eine zulässigen Kraft- und Druckbelastungen bei einem unbeabsichtigten Mensch-Roboter Kontakt spezifiziert.

Als Referenz für die Umsetzung dieser technischen Spezifikation zur messtechnischen Ermittlung der Kraft- und Druckbelastungen, sowie der Gestaltung der Messmittel geht auf die Grundlagenarbeit bei der DGUV Berufsgenossenschaft Holz und Metall und der daraus abgeleiteten DGUV-Information [5] bzw. auf die diesen Arbeiten zugrunde liegenden Forschungsarbeiten bei Fraunhofer Deutschland [6] zurück.

Die Spezifikation der Mensch-Roboter Kollaboration durch die ISO/TS 15066 galt daher einerseits als Lückenfüller für die durch die EN/ISO 10218 offenen Punkte, andererseits aber auch als Testzeitraum für den vorgeschlagenen Regelungsrahmen, um einen

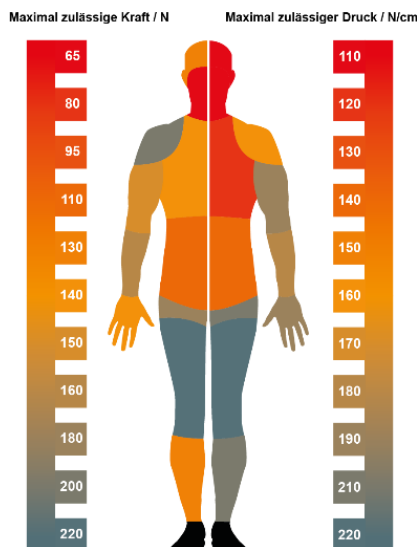
praxiserprobten Stand der Technik in die Überarbeitung der EN/ISO 10218 einfließen lassen zu können.

In der aktuellen Überarbeitung ISO/DIS 10218-2:2020 [7] wurden daher einerseits die Eckpunkte der ISO/TS 15066, insbesondere die Belastungsgrenzen für die Betriebsform „Energie- und Kraftbegrenzung“ (PFL) miteinbezogen (informativer Anhang N), als auch die zu verwendenden Methoden zur Dimensionierung und Sicherheits-Validierung, in Anlehnung zum Verfahren der DGUV-Information FB HM 080 (informativer Anhang N) aufgenommen.

Aus Gründen der Aktualität beziehen sich die folgenden Ausführungen auf den veröffentlichten Entwurf der Norm ISO/DIS 10218-2:2020 im DIS (Draft Internat. Standard) Status. Geringfügige Änderungen zur finalen Version der Norm sind daher möglich und müssen schlussendlich in einer Sicherheitsüberprüfung berücksichtigt werden!

## 2 Betriebsform Energie- und Kraftbegrenzung (PFL)

Die Anforderungen an kollaborierende Roboteranwendungen in Betriebsform Energie- und Kraftbegrenzung (Power and Force Limiting – PFL) sind unter ISO/DIS 10218-1:2020, 5.14.5, detailliert spezifiziert und müssen im Betrieb erfüllt werden.



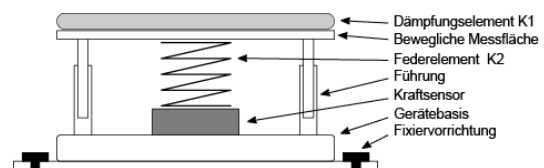
**Bild 1** Körperstellenspezifische Grenzwerte für Kraft und Druckbelastung in der Mensch-Roboter Kollaboration

Die Norm erlaubt neben der messtechnischen Überprüfung auch eine rechnerisch ermittelte Parametrierung einer Roboterapplikation im Modus PFL. Die hierbei zur Anwendung kommenden Mehrkörpermodelle und Berechnungsvorschriften liefern eine erste Abschätzung der zulässigen Geschwindigkeiten der Roboterbewegung und der erforderlichen Parametrierung der

Sicherheitsfunktionen (Überwachung von Geschwindigkeiten und Drehmomente in den Gelenken).

Es ist wesentlich zu betonen, dass die in der Robotersteuerung parametrierbare Kraftgrenze für die Auslösung eines Sicherheitshalts im Falle einer Kollision nicht mit der schlussendlich auftretenden Kontaktkraft übereinstimmt. Eine resultierende Kontaktkraft, als Resultat eines ausgelösten Halts des Roboters, ist aufgrund der endlichen Reaktions- und Anhaltezeit stark von der Geschwindigkeit und Masse der kontaktierenden Robotersystem-komponente abhängig. Auch die Körperhaltung des Roboters im Kontaktfall beeinflusst die resultierenden Kontaktkräfte stark und muss, insbesondere bei Robotersystemen mit Redundanz mitbedacht werden. So können zum Beispiel moderne sensitive Roboter mit 7 Achsen durch Rekonfiguration des Ellbogens maßgebend ihre Sicherheit beeinflussen. Auch die Positionierung des Arbeitsbereiches, relativ zur Roboterbasis ist nicht nur in Punkto Manipulierbarkeit sondern auch in Hinblick auf die Robotersicherheit von hoher Bedeutung [8].

Eine valide messtechnische Überprüfung der tatsächlichen Kontaktkräfte und -Drücke ist daher als Stand der Technik jedenfalls empfohlen. Hierzu kommen spezielle Messgeräte, sogenannte *Power- & Force Measurement Devices* (PFMD) – in der deutschsprachigen Literatur auch gerne als biofidele Messgeräte bezeichnet – zur Anwendung [5].



**Bild 2** Power- & Force Measurement Device (PFMD)

Das wesentliche Grundmerkmale dieser Kraft-Messgeräte ist die Modellierung der Körperkontaktstelle, einerseits durch eine Feder zur Nachbildung der biomechanischen Nachgiebigkeits-Eigenschaften, sowie andererseits einer Kunststoff-/Gummiauflage zur repräsentativen Abbildung der Gewebestruktur der betroffenen Körperstelle.

Ein repräsentativer Crash-Test simuliert daher ein Kontaktereignis, in der eine vorhandene Zeitverzögerung des Bremsvorganges durch die Reaktionszeit der Robotersteuerung eine entsprechend aufgebaute Krafteinwirkung impliziert. Die zugehörige Druckbelastung ergibt sich aus der Ausformung der Kontaktstelle, sei es nun der Roboter selbst, das Werkzeug oder das Werkstück. Dies verdeutlicht, dass niemals der Roboter selbst als kollaborativ bezeichnet werden sollte, sondern immer der Bezug auf die Roboterapplikation und deren Implementation genommen werden muss. So gesehen ist der oftmals verwendete Begriff „Cobot“ irreführend, handelt es sich dabei doch lediglich um einen, für die Kollaboration geeigneten Roboter.



Nebenbei dient ein derartiges nachgiebiges Kraft-Messgerät auch zum Schutz des zu untersuchenden Roboters indem harte Kontaktsituationen und damit Beschädigungen der Antriebs- und Getriebeeinheiten der Robotergelenke vermieden werden.

Zur Validierung der Sicherheit einer Roboterapplikation werden auf Basis einer Risikobeurteilung spezifische, potentiell kritische Gefährdungssituationen identifiziert und deren Kontakt ereignisse messtechnisch überprüft. Um die Subjektivität der Risikobewertung möglichst gering zu halten, orientiert sich eine Beurteilung einer kollaborativen Roboteranwendung am systematischen Vorgehen nach EN ISO 12100:2010 [9]. Auch die in der Norm angeführte Auflistung exemplarischer potentieller Kontaktsituationen, sowie weiterführende Ressourcen, wie zum Beispiel die im Rahmen des EU Projektes COVR erstellten COVR Protokolle [10] dienen als gute Richtschnur für die Risikobeurteilung. Praxiserfahrung mit der Planung und Implementierung sicherer kollaborativer Mensch-Roboter Anwendungen sind aber unumgänglich, da oftmals der Bewegungsvorgang des Roboters an sich neu, bzw. an die Kollaboration angepasst konzipiert werden muss.



**Bild 3** Sicherheitsbewertung in der Praxis

Der Themenkomplex der Risikobeurteilung in der Mensch-Roboter Kollaboration würde alleine einen derartigen Beitrag füllen. Wir möchten uns in der Folge daher auf den vermeintlich objektiven Prozess, der messtechnischen Ermittlung der Kontaktkräfte für potentielle Gefährdungssituationen und deren Kontakt ereignisse, fokussieren und aufzeigen, dass auch das Messen von „nur einer Kraft“ durchaus großes Potential für eine Variation des Messergebnisses und damit der darauf aufbauenden Sicherheitsbewertung / -Freigabe hat

Insbesondere möchten wir durch die folgenden Ausführungen Anhaltspunkte für die in der Norm geforderte *valide messtechnische Ermittlung* und die dafür nötige Qualifikation des/der Messtechniker\*in geben. Darüber hinaus präsentieren wir eine repräsentative Standard-Applikation für eine kollaborierende Anwendung, für den wir durch systematische und qualitätsgesicherte Messwertermittlung valide

Vergleichswerte zur Selbstüberprüfung mit gängigen Robotertypen zur Verfügung haben.

Unsere Ausführungen basieren hierbei auf eine breite Erfahrung in der Durchführung von derartigen Messungen in der Praxis, als auch auf fundierten, qualitätsgesicherten Prozessen und Maßnahmen. Deren kontinuierliche Weiterentwicklung und entsprechende Messpraxis bilden die Basis der für das ROBOTICS Evaluation Lab (REL) der JOANNEUM RESEARCH gewährten Akkreditierung nach EN ISO/IEC 17025:2018 [11].

## 2.1 Messtechnische Erfassung und Bewertung von Kontaktsituationen

Eine identifizierte Gefahrsituation der Roboterapplikation bezieht sich immer auf eine vorab definierte Interaktion des mit dem Roboter zusammenarbeitenden Menschen sowie auf vorhersehbare Fehlbedienungen des Robotersystems im Arbeitsprozess. Eine daraus resultierende ungewollte Kontaktsituation identifiziert daher eine spezifische Stelle im Bewegungsablauf, sowie die potentiell in Kontakt kommende Körperstelle des Menschen. Beispielhaft kann die Hand des Menschen ungewollt in einem Fügeprozess zwischen Werkstückhalterung und Werkstück kommen oder eine Drehbewegung des Roboters führt zu einem unbeabsichtigten Kontakt im Oberkörperbereich des Menschen. Kontakte im Kopf- und Halsbereich sollten grundsätzlich durch inhärente Schutzmaßnahmen oder auch geänderten Bewegungsabläufen vermieden werden, z.B. durch das Vermeiden von zum Benutzer gerichteter Bewegungen in üblicher Kopfhöhe. Situationen, wie ein reflexartiges Eingreifen und Hineinbeugen des Menschen, z.B. um ein fehlerhaft positioniertes Werkstück zu korrigieren müssen aber dennoch als vorhersehbare Fehlbedienung der kollaborativen Anwendung mitbedacht und in der Risikobeurteilung berücksichtigt werden.

Diese Spezifikation der Gefährdungssituation definiert einerseits den Messpunkt für die potentiell gefährdende Kontaktsituation, sowie auf der Basis der betroffenen Körperstelle nach ISO/DIS 10218-1:2020 einerseits den zulässigen Grenzwert für Kraft und Druck (siehe **Bild 1**), sowie andererseits die Konfiguration des Feder-/Dämpfer Paares des Messgerätes.

Für eine valide Messung muss das Messgerät hierbei im Arbeitsbereich des Roboters positioniert werden, sodass die Kontaktsituation durch orthogonales Auftreffen der Roboterkontaktstelle im Zentrum des Messgeräteaufbaus erfolgt. Hierbei ist die Baugröße des Messgerätes oftmals ein herausfordernder, wenn nicht sogar limitierender Faktor in der repräsentativen und korrekt fixierten Positionierung des Messgerätes (siehe **Bild 3**).

Gute messtechnische Praxis, sowie die Forderungen der Norm ISO/DIS 10218-2:2020 nach validen Messungen

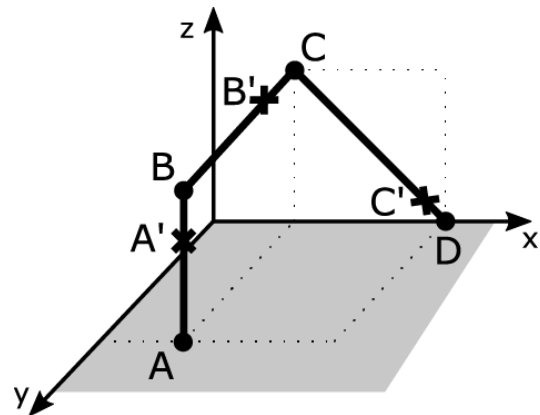
beschränken den Messprozess nicht nur auf die spezifische Aufnahme der Kontaktsituation, sondern umfasst einen größeren Prozess. Auch wenn das Vorhandensein einer gültigen Kalibrierung der Messgeräte und ein entsprechender Umgang mit der dadurch gewonnen Information naheliegend ist und nicht in Frage gestellt wird, so wird dieser Forderung in der Praxis oftmals ungenügend Rechnung getragen. Ähnliches gilt für eine fachgerechte Lagerung und den Transport der Messgeräte, sowie der sorgfältigen Durchführung von regelmäßigen Funktionsüberprüfungen und einer genauen Kenntnis des Messgerätes und seiner spezifischen Eigenschaften. Gute messtechnische Praxis stellt damit nicht nur die Validität der Messwerte an sich sicher, sie liefert auch die Basis für eine fundierte Abschätzung der Messunsicherheit mit all ihren Einflussfaktoren und bildet damit auch die Grundlage für eine auf den Messwerten aufbauenden Konformitätsaussage zur Sicherheitsbeurteilung!

## 2.2 Exemplarische Roboterapplikation für Vergleichsmessungen

Im Rahmen des Forschungsprojektes COVR - Comparison and Homogenization of Safety Measurements war es unser Ziel, erste Vorschläge für mögliche Vergleichsmessungen für kollaborierende Roboteranwendungen in Betriebsform PFL zu definieren. Wie bereits erwähnt beschränken wir uns in dieser Ausführung auf den objektiven Teil der Sicherheitsbewertung: (i) richtig messen und (ii) das Richtige messen. Zu diesem Zweck wurde eine Roboterapplikation mit definierten Bewegungsprofil und drei (3) exemplarisch spezifizierter Gefährdungssituationen erarbeitet. Um eine breite Anwendbarkeit sicherzustellen, wurde dabei lediglich das qualitative Bewegungsprofil definiert. Die spezifische Ausführung des Roboterprogramms erfolgt robotertypen-spezifisch auf Basis der Robotergeometrie und seines Arbeitsraumes und der jeweils definierbaren Sicherheitseinstellungen. Vergleichsmessungen beziehen sich daher immer auf einen bestimmten Robotertyp, wie zum Beispiel einen Universal Robot UR10 oder UR5, einen KUKA iiwa, etc. und erfordern eine übereinstimmende Parametrierung der Robotersteuerung und des Roboterprogramms und einen entsprechend skalierten Bewegungsvorgang.

Wir definieren das generische Bewegungsprofil (**Bild 4**) wie folgt: Ausgehend von einer Start-/Pick-Position A bewegt sich der Roboter vertikal auf Position B, horizontal zu Position C und schräg nach vorne gerichtet zur End-/Place-Position D. Die Positionen A', B' und C' stellen die im Rahmen der Vergleichsversuchs zu evaluierende Kontaktpunkte für Gefährdungssituationen mit Kopf, Oberkörper und Hand dar. Damit simulieren wir zum Beispiel als Worst-Case Szenario einen Werker, der zur Inspektion des Aufgriffvorganges (A) den Kopf in den Arbeitsbereich des Roboters hineinbeugt und von dem in Bewegung gesetzten Roboter am Kopf getroffen wird. In Situation C' greift der kollaborierende Mensch zum Beispiel reflexartig in den Arbeitsbereich um eine Fehlersituation an der Ablageposition (D) noch vor

Eintreffen des Roboters zu beheben und verursacht dadurch einen quasistatischen Kontakt (Quetschung) der Hand zwischen Roboter/Werkzeug/Werkstück und der Ablageposition.

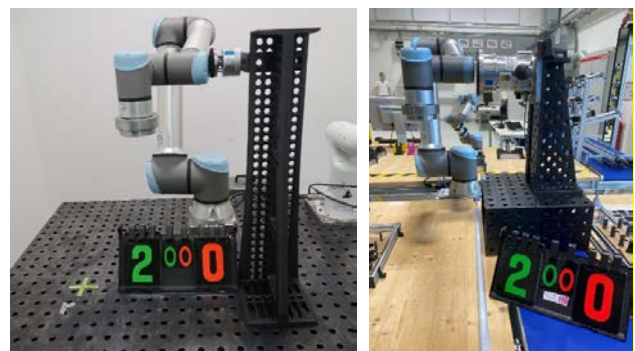


**Bild 4** Generische Pick-and-Place Roboterapplikation

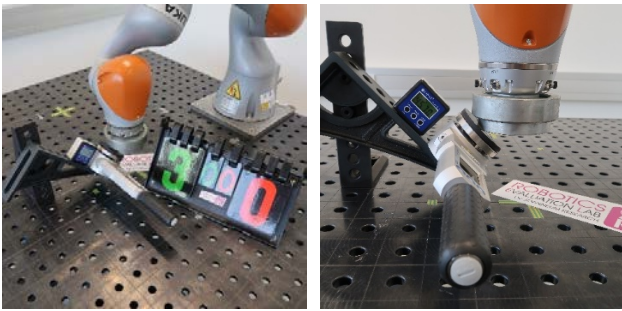
Wir simulieren diesen Vorgang in einer repräsentativen Konfiguration. Aus diesem Grund wird der Roboter mit einer exemplarischen Last als virtuelle Werkzeug/Werkstück Kombination beladen. Zur Anwendung kommt hierbei eine scheibenförmiges, den typischen Bauformen des Werkzeugflansches kompatibles und einfach zu replizierendes Metallgewicht. Es ist allerdings wesentlich anzumerken, dass in einem realen Testszenario immer die Worst-Case Situation - maximale Beladung, maximale Geschwindigkeit, etc. - als Basis der Sicherheitsbewertung herangezogen werden muss.



**Bild 5** Exemplarische Messaufbauten Kontaktsituation A'



**Bild 6** Exemplarische Messaufbauten für Kontaktsituation B'



**Bild 7** Exemplarische Messaufbauten für Kontaktsituation C'

Exemplarische Messaufbauten für die drei zu untersuchenden Kontakttereignisse sind in **Bild 5 - Bild 7** dargestellt. Zu erkennen ist, dass die Forderung nach zentrischem Auftreffen der Roboterkontaktstelle oftmals aus baulichen Gründen des Roboters oder auch der Gesamtanlage nur schwer möglich ist (z.B. **Bild 5** rechts). Es ist daher unumgänglich, dass eine gute Kenntnis der Messgeräte und auch der Auswirkung derartiger Messaufbauten auf die Messunsicherheit bekannt und in die Konformitätsaussage miteinbezogen wird. Ähnliches gilt für die dynamischen Eigenschaften des Messgerätes.

Wie in den Abbildungen ersichtlich verfügt über das ROBOTICS Evaluation Lab der JOANNEUM RESEARCH über valide Vergleichsmesswerte und exemplarische Roboterprogramme zur Implementation der vorgestellten generischen Pick-and-Place Operation. Der Umfang dieser Datensätze und auch die genaue Anleitung zur Realisierung eines vergleichenden Messprozesses würden allerdings diesen Beitrag sprengen. Interessierte Leser werden daher um direkten Kontakt zum akkreditierten Prüflabor unter [rel@joanneum.at](mailto:rel@joanneum.at) bzw. <https://rel.joanneum.at> verwiesen.

## 2.3 Gute Messtechnische Praxis

Neben der metrologischen Basiskompetenz, wie zum Beispiel der fundierten Abschätzung der Messunsicherheit [13] und der qualifizierten Aufnahme und Verarbeitung von Messungen spezifiziert die ISO/DIS 10218-2:2020 im informativen Anhang N eine Vielzahl von Empfehlungen an die Qualifikation der Prüfbediener, die Kalibrierung der Messgeräte und dem Messprozess an sich. Neben der korrekten, repräsentativen Positionierung und Sicherung des Messgerätes und seiner entsprechenden Fixierung umfasst dies, zum Beispiel, die korrekte Parametrierung des Roboterprogramms und dessen Sicherheitsfunktionseinstellungen, eine begleitende Erfassung der Umgebungsbedingungen, die Dokumentation der hard- und softwaretechnischen Konfiguration der kollaborierenden Anwendung und eine Aufzeichnung von Abweichungen im festgelegten Messverfahren, wie z.B. die Unmöglichkeit einer starren Fixierung des Messgerätes aus baulichen Gründen.

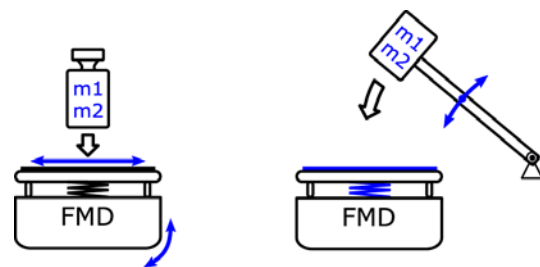
Für die Beurteilung der Messergebnisse und einer daraus abgeleiteten Sicherheitsbeurteilung ist es unumgänglich die Messung wiederholt und in ihrer Varianz und

Messunsicherheit abgeschätzt durchzuführen. Neben der korrekten Interpretation des dynamischen Kraftverlaufes für den quasistatischen oder flüchtigen Kontakt und der Ableitung der entsprechenden Messerwerte sind insbesondere auch die Varianz der Messungen und die aus der Gesamtheit des Prozesses abgeleitete Messunsicherheit eine essentielle Basis zur Konformitätsbeurteilung der Messergebnisse gegen die in der Norm spezifizierten biomechanischen Grenzwerte.

Manche Roboter nutzen Funktionen, wie das reflexartige Zurückziehen des Roboters anstelle eines Sicherheitshalts zur Reduktion der statischen Kontaktkraft. Es ist wesentlich zu wissen, ob diese Funktionen sicherheitsbewertet implementiert sind, oder lediglich als ‚grauer‘ Code genutzt werden. Gegebenenfalls muss daher eine Steuerungsfunktion mit nicht ausreichend hohem Performance Level zur Sicherheitsprüfung deaktiviert werden um das relevante Worst-Case Szenario repräsentativ zu erfassen. Ist die Deaktivierung wie bei manchen Robotertypen nicht möglich, muss dies als Abweichung im Messverfahren dokumentiert und entsprechend berücksichtigt werden.

## Funktionstest für PFMD Messgeräte

Auch wenn die zur Anwendung gebrachten Messgeräte ‚nur‘ die Krafteinwirkung im Kontaktfall ermitteln ist deren korrekte Handhabung und Funktionalität dennoch nicht trivial. Ein Funktionstest, vor jeder Messdurchführung auf der Basis einer statischen Belastung mit einem bekannten (im Idealfall natürlich kalibrierten) Referenzgewicht ist daher obligatorisch. Positioniert man dieses Testgewicht darüber hinaus nicht nur zentrisch, sondern auch außenzentrisch am Messtisch kann darüber hinaus Erfahrung in der Auswirkung von nicht-zentrischer Krafteinwirkung, und damit dessen Auswirkung auf die Messunsicherheit gewonnen werden. Analoges gilt für die Belastung des Messgerätes in leicht geneigter Anordnung, um Einblicke auf die Auswirkung einer nicht exakt orthogonal zum Messtisch einwirkenden Kraft abschätzen zu können.



**Bild 8** Exemplarische Funktionsprüfungen des Messgerätes

Neben dieser Funktionsprüfung durch statische Krafteinwirkung ist ein Erfassen des dynamischen Verhaltens des Messgerätes zur Absicherung der validen Sicherheitsbewertung empfohlen. Messgeräte in unterschiedlicher Bauform und Baugröße haben natürlich eine Variation der beweglichen Messfläche/-masse und



auch des Führungsmechanismus zur Folge. Verschleiß oder unsachgemäße Messungen, zum Beispiel durch Belastungen mit unerwartet hohen Kräften aufgrund einer Fehlkonfiguration der Sicherheitseinstellungen bzw. der Roboterfunktionalität im Allgemeinen, können daher das Messergebnis gefährden und müssen durch eine Funktionsprüfung entsprechend vorab erkannt werden. Im Rahmen des Forschungsprojektes COVR wurde daher als einfach zu replizierender Messaufbau mit klarer Rückführungsmöglichkeit auf die physikalischen Basisgrößen der in **Bild 8** rechts dargestellte Hammerversuch vorgeschlagen. Aus bekannter Geometrie und Masse eines Aufbaus mit einem handelsüblichen Hammer in der dargestellten Drehpendelkonfiguration kann nicht nur das dynamische Verhalten des Messgerätes an sich, sondern auch die charakteristischen Eigenschaften der genutzten Feder (K2) und des Dämpfungselementes (K1) rückgeschlossen werden. Auch hierzu kann am ROBOTICS Evaluation Lab eine entsprechende Anleitung zum einfachen Nachbau eines derartigen Versuchs mittels handelsüblicher Komponenten und 3D-Druckteilen angefordert werden.

Nichts desto trotz, eine Funktionsprüfung kann eine regelmäßige rückführbare Kalibrierung [14] des Messgerätes und im Idealfall ergänzend auch deren Federn und Dämpfungselemente nicht ersetzen! Die Norm ISO/DIS 10218-2:2020 gibt hierzu, ebenfalls im informativen Teil N, entsprechende Handlungsanweisungen.

### 3 Zusammenfassung

Aus gesetzlicher Sicht, müssen die mit dem Roboterbetrieb verbundenen Gefahren identifiziert, bewertet und ggf. durch entsprechende Maßnahmen reduziert werden [3]. Für eine fundierte Konformitätsbeurteilung der mechanischen Gefährdungen bei kollaborativen Robotersystemen (Quetschungen und freie Kontaktsituationen) ist eine messtechnische Evaluierung der potenziellen Kontaktkraft und -Druckwerte empfohlen [7].

In der praktischen Durchführung kommen bei einer Kontaktkraftevaluierung sogenannte biofidele Kraftmessgeräte zum Einsatz. Die Validität der Messergebnisse soll von der prüfenden Organisation durch entsprechende qualitätssichernde Maßnahmen (Kalibrierungen, Funktionsprüfungen, Ermittlung der Messunsicherheit) jederzeit garantiert werden.

In der vorliegenden Arbeit präsentieren wir generalisierbare Vergleichsexperimente, welche einerseits zur Qualifizierung der Prüftechniker\*innen und andererseits zur Validierung der Messverfahren herangezogen werden können. Ziel des ROBOTICS Evaluation Lab ist es, mit diesen Vergleichsversuchen in einem europaweiten Netzwerk an Sicherheitsprüfstellen für kollaborative Roboterapplikationen einen einheitlichen EN ISO/IEC 17025 konformen Standard zur Konformitätsbeurteilung von Mensch-Roboter Kontaktsituationen zu schaffen.

## 4 Literatur

- [1] ISO/EN 10218-1:2011 *Robots and Robotic Devices - Safety requirements for industrial robots - Part 1: Robots.*
- [2] ISO/EN 10218-2:2011 *Robots and Robotic Devices - Safety requirements for industrial robots - Part 2: Robot systems and integration.*
- [3] Richtlinie 2006/42/EG (Maschinenrichtlinie) <https://eur-lex.europa.eu/eli/dir/2006/42/oj>
- [4] ISO/TS 15066:2016 *Robots and Robotic Devices - Collaborative robots.*
- [5] DGUV-Information FB HM 080 *Kollaborierende Robotersysteme*, <https://dguv.de/>.
- [6] Behrens, R.; Elkmann, N.: *Experimentelle Verifikation der biomechanischen Belastungsgrenzen bei Mensch-Roboter-Kollisionen*. Tech.Rep., Fraunhofer IFF Magdeburg, 2014.
- [7] ISO/DIS 10218-2:2020 *Robots and Robotic Devices - Safety requirements for industrial robots - Part 2: Robot systems and integration.*
- [8] Hofbaur, M.; Rathmair, M.: *Physische Sicherheit in der Mensch Roboter Kollaboration*. e & i Elektrotechnik und Informationstechnik, Springer, Vol. 136, Nr. 7, S. 301-306, 10/2019.
- [9] EN ISO 12100:2010 *Safety of Machinery - General principles for design - Risk assessment and risk reduction.*
- [10] Projekt COVR, Horizon 2020 #779966 <https://safearoundrobots.com>
- [11] EN ISO/IEC 17025:2018 *General requirements for the competence of testing and calibration laboratories.*
- [12] Rathmair, M.; Haspl, Th.; Hofbaur M.: *Proficiency Testing for Contact Force Evaluation in Collaborative Robot Systems*. In: Austrian Robotics Workshop (ARW-2021), S. 27-32.
- [13] ISO/IEC Guide 98-3:2008-09 *Messunsicherheit - Teil 3: Leitfaden zur Angabe der Unsicherheit beim Messen.*
- [14] ILAC-G24:2007 *Guidelines for the determination of calibration intervals of measuring instruments.*

# Mensch-Tracking zur Identifizierung des Voranschreitens von Roboterunterstützten Rettungseinsätzen der Feuerwehr

## Human Tracking for the Identification of Mission Progress in Robot-Assisted Firefighting

Iris Gräßler, Daniel Roesmann, Jens Pottebaum Universität Paderborn, Heinz-Nixdorf-Institut, Lehrstuhl für Produktentstehung, 33102 Paderborn, Deutschland, (iris.graessler,daniel.roesmann,jens.pottebaum)@hni.upb.de

Burkhard Corves, Nils Mandischer, Marius Gürtler RWTH Aachen University, Institut für Getriebetechnik, Maschinendynamik und Robotik, 52062 Aachen, Deutschland, (corves,mandischer,guertler)@igmr.rwth-aachen.de

### Kurzfassung

Im Rahmen von Großeinsätzen der Feuerwehr werden Rettungsroboter unterstützend eingesetzt. Dabei agieren diese stets auf einem niedrigen Autonomiegrad. Um Roboter als gleichgestellte Mitglieder in Truppeinheiten mit mehreren Einsatzkräften integrieren zu können, müssen Roboter in die Lage versetzt werden, das Voranschreiten des Einsatzes und damit die aktuelle Lage abschätzen zu können. Eine Möglichkeit dazu ist ein System zur Verbindung von Mensch-Tracking und Prozessmodellierung. Die Bewegung der Einsatzkräfte wird kontinuierlich durch eine redundante Sensorfusion aus Kamera-, Laser- und Radardaten erfasst. Damit kann der Ist-Einsatzzustand bestimmt und in Bezug auf den Soll-Einsatzzustand bewertet werden. Mit den generierten Informationen wird das Prozessmodell des Einsatzes adaptiert, welches die Grundlage für die Entscheidung des Roboters ist. Die Validierung des Systems erfolgt anhand des Prozesses der Personenrettung.

### Abstract

Rescue robots are used to support fire-brigade during large-scale operations. In doing so, they always operate at a low level of autonomy. In order to integrate robots as equal members in squad units with several firefighters, robots must be enabled to assess the progress of the operation and thus the current situation. One way to do this is with a system that combines human tracking and process modeling. The movement of the task forces is continuously recorded by a redundant sensor fusion of camera, thermal, laser and radar data. This allows the actual state of use to be determined and evaluated in relation to the target state. The generated information is used to adapt the process model of the mission, which is the basis for the decision of the robot. The validation of the system is based on the process of rescuing people.

## 1 Einleitung

Rettungsrobotik ist ein aufstrebendes Forschungsfeld im Bereich der zivilen Sicherheit. Im Rahmen von Großeinsätzen, wie dem Brand der Kathedrale von Notre-Dame, werden Roboter unterstützend eingesetzt. Unmanned Ground Vehicles (UGVs) dringen in schwer zugängliche Bereiche vor und liefern Daten zur besseren Einschätzung der Einsatzlage. Durch den Einsatz von UGV im Innenangriff können Einsatzkräfte von gefährlichen und körperlich belastenden Aufgaben entlastet werden. Zurzeit werden Rettungsroboter lediglich mit geringem Autonomiegrad, i.d.R. teleoperiert, eingesetzt. Innerhalb von Forschungsprojekten werden erste halbautonome Systeme entwickelt. Entscheidend für eine geeignete Mensch-Roboter-Kollaboration ist, dass die Roboter Kenntnis über den aktuellen Status und das weitere Voranschreiten des Rettungseinsatzes haben. Innerhalb eines Projekts des A-DRZ [1] wird hierzu die Interpretation von verbaler Kommunikation der Einsatzkräfte genutzt. Im Innenangriff kann es jedoch stellenweise zu starken Rauschsignalen und weiteren Funkstörungen kommen [2].

Eine robuste Möglichkeit, Prozesswissen zu generieren,

stellt die Verbindung aus Mensch-Tracking und Prozessmodellierung dar. Der Rettungsroboter agiert als gleichgestelltes, autonomes Mitglied in einem Angriffstrupp und beobachtet dabei seinen Trupppartner. Durch den Einsatz geeigneter Sensorsysteme wird der aktuelle Zustand eines Menschen durchgehend ermittelt, woraus zukünftige Aktionen abgeleitet werden können. Ziel dieses Beitrags ist die Darstellung eines Systems zur automatisierten Identifikation des Voranschreitens eines roboterunterstützten Rettungseinsatzes der Feuerwehr. Das System ist modular aufgebaut und besteht aus drei Kernmodulen: (a) Mensch-Tracking, (b) Zustandsbestimmung und (c) Prozess-Mining.

Der Beitrag ist wie folgt aufgebaut: In Kapitel 2 werden die Grundlagen des Mensch-Trackings, der Zustandsbestimmung und des Prozess-Minings beschrieben. Darauf aufbauend werden bestehende aktuelle Ansätze robotergestützter Rettungsansätze analysiert und die Forschungslücke herausgearbeitet (Kapitel 3). Als Lösungsansatz in Bezug auf diese Lücke erfolgt die eigentliche Systementwicklung in Kapitel 4. Das entwickelte System wird anhand eines Fallbeispiels validiert (Kapitel 5). Abschließend



wird im sechsten Kapitel eine kurze Zusammenfassung und ein Ausblick gegeben.

## 2 Stand der Technik

Der robotergestützte Feuerwehreinsatz gliedert sich typischerweise grob in drei Phasen: (a) Erkundung und Einsatzplanung, (b) Entschluss und Umsetzung sowie (c) Nachbereitung und Aufräumen. Teilautonome Rettungsroboter werden aktuell vor allem in der ersten Phase eingesetzt. Hier übernehmen die Roboter Aufgaben temporal und räumlich getrennt vom Menschen. Aktuelle Projekte der zivilen Sicherheit beschäftigten sich vor allem mit Mensch-Roboter-Interfaces (z.B. [3,4]), die eine einfache Teleoperation von Robotern und Drohnen ermöglichen sollen. Direkte physische Kollaboration zwischen Mensch und Roboter im Einsatz gibt es nicht.

### 2.1 Mensch-Tracking in der Feuerwehr

Eine Möglichkeit Bewegungen und Zustände von Einsatzkräfte zu bestimmen bietet das Mensch-Tracking. Durch den Einsatz geeigneter Kameras und weiterer Sensoren können Daten, wie die aktuelle Position und Haltung, bestimmt werden. Das Mensch-Tracking kann grundsätzlich auf drei Arten durchgeführt werden: Körper-, Bein-Tracking oder eine Kombination aus beidem. In Einsätzen der Feuerwehr kommt es oft zu Situationen, in denen die Sicht durch Rauch eingeschränkt ist. Daher kann herkömmliche Robotersensorik (Laser oder Kamera) nicht verwendet werden. Stojanovic et al. [5] benutzen Korrelationsfilter zum Tracking von Körpermerkmalen mit Thermalkameras. Baek et al. [6] verwenden stattdessen eine Adaption des *Histogram of Oriented Gradients* (HOG) zur Identifizierung der Merkmale. Benlin, Motai und Rogers [7] verwenden eine omnidirektionale Thermalkamera und basieren das Tracking auf der Detektion von menschlichen Verhaltensmustern in Langzeitdaten. Chamorro, Collier und Gronin [8] detektieren menschliche Gesten mit einem 3D-LiDAR basierend auf neuronalen Netzen. Die Gesten entspringen dem Militär, sind aber auf die Feuerwehr übertragbar und somit trotz der verwendeten Sensorik für den Einsatzfall interessant. Körper-Tracking ist oft durch den Sichtwinkel der (Thermal-)Kameras eingeschränkt. Bein-Tracker können eingesetzt werden, um insbesondere in komplexen Umgebungen, eine robuste Wahrnehmung des Menschen zu realisieren. Ein Beispiel für eine derartige Datenfusion wird im SPENCER Projekt realisiert [9].

Zhao et al. [10] verfolgen Beinpaare basierend auf Millimeterwellenradar. Majer et al. [11] detektieren Beinpaare mit einer Kombination aus LiDAR und Ultrabreitband-Radar. Das System ermöglicht eine adaptive Sensor-Fusion abhängig der Sicht einschränkungen durch Nebel. Während beide Systeme zur Detektion von Bewegungen auf die Phasenverschiebung des Radars (Doppler Effekt) setzen, klassifizieren Mandischer et al. [12] Beinpaare basierend auf reinen Geometrie- und Intensitäts-Eigenschaften. Dies ermöglicht eine Auswertung auch bei hoher Relativgeschwindigkeiten oder ungenauer Roboterodometrie.

### 2.2 Prozessmodellierung in der Feuerwehr

Für die Mensch-Roboter-Kollaboration ist neben der Wahrnehmung spezifischer Bewegungen, bzw. Zustände der Einsatzkräfte, die Einordnung in den Einsatzprozess für die Interpretation von Intentionen der Einsatzkraft entscheidend. Dies ermöglicht die Bestimmung der Intention der Einsatzkraft und die Ableitung von unterstützenden Prozessschritten durch den Roboter. Rettungseinsätze zeichnen sich durch ein komplexes, dynamisches Umfeld aus, in dem stets neue unvorhersehbare Zustände eintreten [13]. Weiterhin unterliegen sie strikten Verhaltens- und Kommunikationsregeln, die einsatzspezifisch adaptiert werden. Die Regeln basieren auf bestehenden Führungs- und Einsatztaktiken [14, 15], bundesweit gültigen Feuerwehrdienstvorschriften und gesetzlichen Regularien der Feuerwehr [16, 17]. Diese bestimmen zentrale Prozesse unter Benennung von Aufgaben, Organisationseinheit, verwendeter Ressourcen und Sicherheitshinweisen [18]. Aufgrund der hohen Dynamik wird innerhalb der Sicherheitsforschung die Anwendung von Referenzprozessmodellen in Rettungseinsätzen diskutiert. Das Referenzprozessmodell stellt ein abstraktes Modell dar, welches Wissen und Erfahrungen aus Einsätzen dokumentiert, die Semantik festlegt und als Grundlage für die einsatzspezifische Prozessmodellierung genutzt werden kann. Diese Modellierung erfolgt innerhalb der Feuerwehr in unterschiedlichen Modellierungssprachen, wie Ereignisgesteuerte Prozesskette (EPK), Business Process Model and Notation (BPMN) oder Unified Modeling Language (UML). Die effektive Anpassung der laufenden Prozesse an neue Situationen wechselnder Aktivitäten und Zustände erfordern eine effektive Anpassung. Hierzu schlagen Autoren wie Fahland und Woith [19] sowie Hofmann et al. [20] eine adaptive Prozessmodellierung vor. Auf Basis spezifischer Ereignisse oder Zustände erfolgt unter Einbeziehung zeitlicher Abfolgen und/oder ortsbezogener Konflikte eine automatisierte Analyse und Adaption der Prozesse. In den hier referenzierten Projekten schafft dies eine geeignete Prozesstransparenz für das Informationsmanagement der Einsatzleitung, sowie die Koordination in der Einsatzsituation.

## 3 Verwandte Projekte

In der Forschung existieren erste Ansätze für (teil)autonome robotergestützte Rettungseinsätze der Feuerwehr. Im Projekt **Smokebot** wurde ein Roboter entwickelt, der für die Unterstützung von Einsatzkräften der Feuerwehr in unwegsamem Gelände mit limitierten Wahrnehmungsmöglichkeiten ausgelegt wurde. Der Roboter wird zur Exploration und Kartierung der Umgebung eingesetzt, wobei die Karte mit Handskizzen initialisiert werden kann. Im Vordergrund steht die Entwicklung eines Sensorsystems, das ein 3D-Radar, eine Thermalkamera und Sensoren zur Bestimmung der chemischen Zusammensetzung von Gasen, sowie klassische Sensoren, wie Kamera und LiDAR, fusioniert. Dadurch wird eine Durchdringung von Staub und Rauch ermöglicht [21, 22]. Auf dieses Sensorsystem werden etablierte Kartierungs-

und Navigationsalgorithmen angewendet.

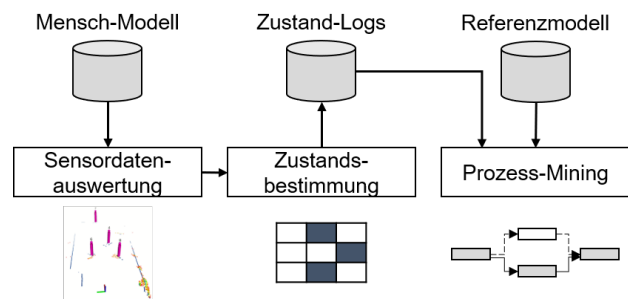
Innerhalb des Projektes **Long-Term Human-Robot Teaming for Robot-Assisted Disaster Response (TRADR)** [23] wird auf Basis des **Natural human-robot cooperation in dynamic environments (NIFTI)**-Projektes der Einsatz von Mensch-Roboter-Teams zur Exploration von Großschadenslagen wie Naturkatastrophen in Form von Erdbeben und Hochwasser untersucht. Hierzu werden die Informationen autonomer UGVs und UAVs vernetzt, um ein einheitliches Bild zu schaffen und Aufgaben zuzuordnen. Grundlage hierzu bildet die Datenfusion von Sensordaten, sowie Karten. Weiterhin war TRADR das erste Projekt, welches die gesprochene Kommunikation zwischen den Truppmitgliedern einbindet. Dies wird unter anderem vom A-DRZ [1] aufgegriffen wird.

**Robots To Re-Construction (Bots2ReC)** [24] beschäftigte sich mit der Renovierung von Asbest-befallenen Wohnhäusern. Für den Menschen sind derartige Umgebungen lebensfeindlich. In Bot2ReC wurde ein mobiler Manipulator entwickelt, der teilautonom Wände abschleifen und Fliesen entfernen kann. Zwei besonders im Kontext der Rettungsrobotik relevante Arbeitspakete umfassen die semantische Kartierung der Wohnungen. Dies beinhaltet die hierarchische Detektion und Anordnung von Wänden, Türen und Fenstern zu räumlichen Organisationseinheiten, sowie die Navigation im Schleifstaub. Hierzu entstanden Radar-basierte Kartierungs- und Lokalisierungsverfahren [25,26], die auch in der Feuerwehr genutzt werden können.

**Celidon** befasste sich mit der Wahrnehmung von Einsatzkräften im Inneneinsatz basierend auf Ultrabreitband-Funksignalen von außerhalb des Gebäudes [27]. Ziel der Lokalisierung ist die Visualisierung der Truppbewegungen zum Einsatz in der Brandausbildung und zur Orientierung im Gebäude über Augmented Reality im Helmvisier. Die Projektergebnisse sollen mit *Dräger* zur Marktfähigkeit gebracht werden.

## 4 Systementwicklung

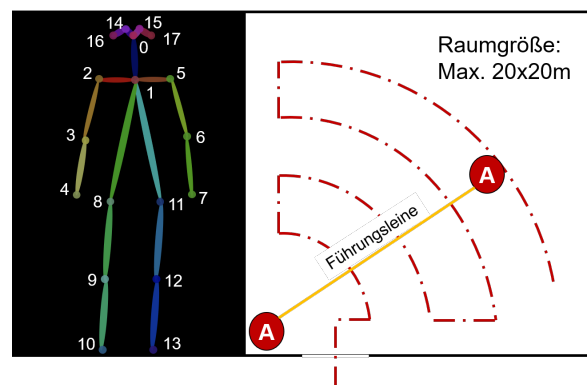
Der Innenangriff der Feuerwehr ist dynamisch und geprägt von unvorhersehbaren Ereignissen. Die Akteure müssen situativ Entscheidungen mit dem obersten Ziel der Rettung von Menschen und Tieren treffen. Das entwickelte System zur Identifikation des Voranschreitens eines Rettungseinsatzes der Feuerwehr besteht aus drei Elementen, die aufeinander aufbauend erfolgen (siehe Abbildung 1). Zu Beginn erhält das System Input von den Sensoren des Rettungsroboters. Dies umfasst Kamera-, Laser- und Radardaten. Die Sensordaten-Auswertung erfolgt unter anderem mit einem Beintracking-System und einem Mensch-Posendetektor. Die Ergebnisse werden weiterverarbeitet, um Rückschlüsse auf den aktuellen Zustand des Einsatzes zu ziehen. Dies geschieht mithilfe eines probabilistischen Abgleichs zum definierten Referenzprozessmodell. Dadurch werden Rückschlüsse auf erfolgte Prozessschritte gewonnen und zukünftige Tätigkeiten abgeleitet. Nachfolgend werden die drei Module erläutert.



**Abbildung 1** Systemarchitektur zur Identifikation des Voranschreitens eines Rettungseinsatzes

### 4.1 Mensch-Tracking

Das Mensch-Tracking findet auf zwei Ebenen statt. Mit einer Kamera werden spezifische Zielpersonen identifiziert und im Wahrnehmungsbereich der Kamera verfolgt. Dazu wird der von Lukezic et al. [28] vorgestellte *Fully-Correlational Long-Term Tracker* verwendet. Gleichzeitig werden alle Personen im Umkreis des Roboters über Beintracking verfolgt. Die Methodik basiert auf einem Radar-Tracking mit adaptivem Kalman-Filter [12]. Dadurch wird ein kontinuierliches Tracking ohne Einschränkung durch sensorabhängige Sichtbereiche ermöglicht. Die Daten werden heuristisch fusioniert. Das Mensch-Tracking bietet Auskunft über unterschiedliche Eigenschaften der anwesenden Personen: Position, Geschwindigkeit, Bewegungstrajektorien, Pose der Beine, Kohäsion des Trupps. Weitere Daten werden über den Posenerkennung von OpenPose generiert (s. Abbildung 2). Über Kombination der Tracking-Daten mit Umgebungsinformationen (z.B. Karte, Semantik) oder Körperposeninformationen lassen sich weitere abstrakte Eigenschaften, wie Bewegungsmuster, spezifische Körperhaltungen oder Bewegungsabläufe ableiten.



**Abbildung 2** Links: Menschmodell des Posendetektors [30]; rechts: Idealisierter Ablauf einer Tauchertechnik aus Lehrmaterialien der Feuerwehr [31]

### 4.2 Zustandsbestimmung

Die Zustandsbestimmung basiert auf den erhobenen möglichen Zuständen der Referenzprozessmodellierung von Rettungseinsätzen. Das Referenzprozessmodell beruht auf

dem Wissen aus Führungs- und Einsatztaktiken sowie Feuerwehr-Dienstvorschriften (siehe Abschnitt 2.2). Es stellt somit das bestehende Wissen zum allgemeinen Vorschreiten eines Einsatzes dar. Aufgrund des systematischen Ansatzes erfolgt die Modellierung mithilfe der Modellierungssprache SysML. Hierzu wird das Aktivitätsdiagramm zur Prozessmodellierung und das Zustandsdiagramm zur Zustandsmodellierung genutzt. Die möglichen Zustände werden mit Ausprägungsformen der analysierbaren Eigenschaften des Mensch-Tracking gegenübergestellt. Hierzu wird eine Zustands-Eigenschaftsmatrix verwendet, die auf dem Referenzprozessmodell und der Hardwareauswahl basiert. Tabelle 1 zeigt daraus eine beispielhafte Auswahl an Eigenschaften und Ausprägungen für das in Kapitel 5 diskutierte Fallbeispiel. Innerhalb der Matrix werden den einzelnen Zuständen Eigenschaftsausprägungen gewichtet (+/-, 0/S/M/W) zugeordnet. Dabei kann sowohl die An-, als auch Abwesenheit einer Ausprägung berücksichtigt werden. Insbesondere die Abwesenheit von Ausprägungen hat einen hohen Einfluss auf das Klassifikationsergebnis. Auf Basis der Ist-Eigenschaftswerte aus den Sensorausgaben erfolgt eine probabilistische Zustandsbestimmung.

**Tabelle 1** Zustandsmatrix mit Eigenschaften und deren Ausprägungen, sowie Einfluss der Merkmale auf die Zustandsklassifikation

Eigenschaft	Ausprägung	(1) Annäherung (kein Rauch)	(2) Hitzeprüfung (kein Rauch)	(3) Raumsuche (Rauch)	(4) Personenber- gung (Rauch)
I Bewegungsgeschwindigkeit	Hoch	+ S	- S	- S	- S
	Gering	+ W	- W	+ W	+ M
	Keine	- S	+ S	+ W	+ W
II Beschleunigung	Linear	0	- S	- W	0
	Schwingend	0	- W	+ S	0
	Keine	0	+ S	- S	0
III Bewegungsmuster	Rechte Hand-Suche	+ S	0	- S	0
	Linke-Hand-Suche	+ S	0	- S	0
	Tauchertechnik	- S	0	+ S	0
	Baumtechnik	- S	0	+ S	0
	undefiniert	0	+ S	0	0
IV Beinpose	Stehend	+ S	0	- S	0
	Hockend/Kniend	- W	0	+ S	0
	undefiniert	- S	+ S	- W	0
V Armbewegungsmuster	Türprüfung	- S	+ S	- S	- S
	undefiniert	0	- S	0	0
VI Körperhaltung	Stehend	+ S	0	- S	0
	Hockend/Kniend	- W	0	+ S	0
	Liegend	- S	0	0	+ S
	undefiniert	0	0	- S	0

+/-: An-/Abwesenheit der Ausprägung W/M/S: schwacher/mittlerer/starker Einfluss 0: indifferent

### 4.3 Prozessmining

Auf Basis der Zustandsbestimmung werden Zustandslogs generiert, die die Zustände der Einsatzkräfte während des Rettungseinsatzes erfassen und speichern. Die Zustandsabfolge wird mit dem Referenzprozessmodell verknüpft. Das Referenzmodell abstrahiert den Rettungseinsatz, ist allgemeingültig, anpassbar und für spezifische Prozesse anwendbar. Im Einsatzfall werden die Referenzprozesse erweitert und konkretisiert, um geeignete Maßnahmen einzuleiten. Das grundsätzliche Vorgehen des Prozessminings erfolgt in den drei grundsätzlichen Schritten: Prozessentdeckung, Konformitätsprüfung und Modellerweiterung [32]. Innerhalb der Prozessentdeckung werden die erhobenen Zustand-Logs in einen Prozessgraphen übertragen. Nachfolgend wird der ausgewählte Referenzprozess angepasst. Hierzu werden mögliche Prozesse, bzw. Prozessfolgen,

auf Basis des Prozessgraphen hinzugefügt. Beispielsweise werden durch den Zustand *Hitzeprüfung einer Tür* weitere Prozessschritte, wie *Tür öffnen* und *Raum erkunden* freigeschaltet. Innerhalb der Konformitätsprüfung erfolgt hierzu zudem der Ist/Soll-Prozessabgleich, um die Konformität und Richtigkeit der erhobenen Zustände zu prüfen. Weiterhin werden die Zustands- und Prozessprotokolle genutzt, um das Referenzmodell zu erweitern. Dies dient dazu Wissen für zukünftige Einsätze zu speichern.

## 5 Fallbeispiel

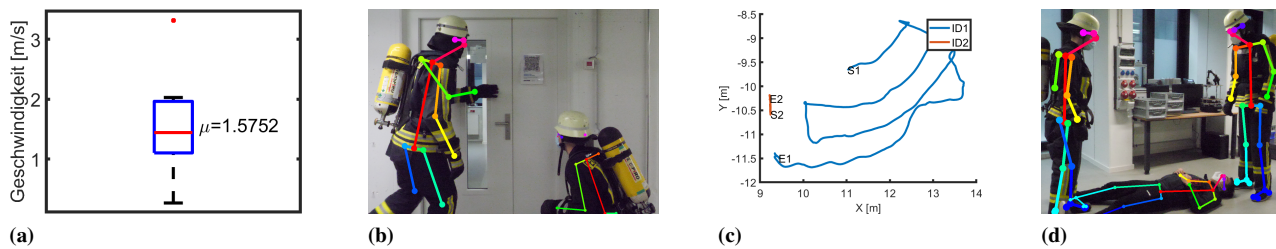
Das vorgestellte System wird mittels eines selbst durchgeführten Fallbeispiels validiert. Es werden ein SICK-S300 Lidar und eine Digitalkamera auf einem Summit XL-Steel verwendet. Der Einsatz findet in den Laboren des Institutes für Getriebetechnik, Maschinendynamik und Robotik (IGMR) der RWTH Aachen statt. Ein Angriffstrupp von zwei Personen (Truppführer und Truppmann) führt innerhalb der Phase 2: *Bergung von Verschütteten aus leicht zugänglichen Stellen* eine biologische Ortung durch. Die verletzte Person befindet sich im angrenzenden verrauchten Raum. Hierzu müssen sich die Einsatzkräfte zunächst (1) dem richtigen Raum annähern, (2) eine Hitzeprüfung der Tür durchführen, (3) mit einer geeigneter Suchtechnik den Raum durchsuchen und abschließend (4) ist die Person mit einer geeigneten Tragetechnik bergen.

### 5.1 Datenauswertung

Über den gesamten Einsatz werden die aktuellen Ausprägungen der einzelnen Eigenschaften aus den Sensordaten bestimmt. Dazu werden Bewegungsgeschwindigkeit, Beschleunigung, Bewegungstrajektorie und -muster, sowie Beinpose mit dem Mensch-Tracking ermittelt. Die Körperhaltung und das Armbewegungsmuster werden über die Posenerkennung bestimmt. Zur Unterscheidung zwischen den Ausprägungen werden geeignete Grenzwerte für alle metrischen Größen definiert. Für die Körperposen werden beispielsweise Winkelgrößen zwischen den Körperteilen und für die Geschwindigkeitszuteilung in *hoch* und *gering* ein Schwellenwert von 0,8 m/s verwendet. Die Muster werden zunächst händisch ausgewertet. Eine maschinelle Auswertung ist zukünftig geplant. In Abbildung 3 sind besonders charakteristische Messdaten für jeden der vier Zustände abgebildet, die nachfolgend interpretiert werden: (3a) Hohe Bewegungsgeschwindigkeit während des Annäherungsvorgangs; (3b) Wechsel von kniender in die aufrechte Position und eine wellenförmige Handbewegung bei der Hitzeprüfung; (3c) Bogenförmiges Bewegungsprofil als Anwendung der Tauchertechnik mit leichtem Defekt im letzten Bogen (die zweite Person verharrt annähernd statisch); (3d) Bergung einer liegenden Person

### 5.2 Zustandsbestimmung

Für die Zustandsbestimmung werden die beschreibenden Eigenschaftsausprägungen (+/-, 0/S/M/W) aus Tabelle 1 in Faktoren  $f_i \in \{-3, 3\}$  übersetzt. Dies kann durch eine zu-



**Abbildung 3** Charakteristische Messdaten der Messreihen in den Zuständen (1)-(4) analog zu Tabelle 1 (von links): Boxplot der Geschwindigkeitsverteilung, Skelettdetektion, Geschwindigkeitsverteilung über Zeit, Pfade der beteiligten Personen

sätzliche Gewichtung erweitert werden. Abschließend werden die Werte summiert und in prozentuale Verteilungen überführt. Dabei werden Gesamtwerte  $F = \sum f_i \leq 0$  als null gewertet (s. Tabelle 2).

**Tabelle 2** Klassifikationswerte (absolut und prozentual) der Zustände abhängig der Messwerte

Messreihe	(1)	(2)	(3)	(4)
(1)	<b>+12 (75%)</b>	-9 (0%)	-12 (0%)	-3 (0%)
(2)	-10 (0%)	<b>+15 (100%)</b>	-1 (0%)	-2 (0%)
(3)	-4 (0%)	-5 (0%)	<b>+13 (100%)</b>	+1 (22%)
(4)	+4 (25%)	-4 (0%)	-4,5 (0%)	<b>+3,5 (78%)</b>

Jede Zustandsänderung wird in einem Log erfasst (s. Tabelle 3). Eine Zustandsänderung ist erfolgt, wenn ein Zustand die Wahrscheinlichkeit von 40% übersteigt oder unterschreitet. Die Zustände im Logbuch werden nach jedem Eintrag mit dem Referenzprozessmodell abgeglichen. Dadurch werden notwendige zukünftige Prozessschritte, die aus der Handlung folgen freigeschaltet. So schaltet beispielsweise die Hitzeprüfung mit anschließender Türöffnung die Raumsuche des neu eröffneten Raumes frei.

**Tabelle 3** Zustandslogbuch (uZ: unbekannter Zustand)

Log	Zustand 1		Zustand 2	
12:05:01	75%	Annäherung	25%	Personenbergrung
12:05:14	100%	Hitzeprüfung	-	-
12:05:45	-	uZ	-	uZ
12:06:10	100%	Raumsuche	-	-
12:07:30	78%	Personenbergrung	22%	Raumsuche

In dem reduzierten Szenario der Personenbergrung werden die Zustände zuverlässig klassifiziert und mögliche zukünftige Prozessschritte freigeschaltet. Es ist anzumerken, dass durch die händische Auswertung keine großen Ungenauigkeiten in die Ausprägungsbestimmung eingebracht werden. Daher ist in der vollautomatischen Klassifikation mit ungenaueren Endwerten zu rechnen. Das Ergebnis zeigt aber eine grundlegende Eignung des Ansatzes zur Bewertung des Einsatzfortschritts in realen Rettungslagen.

## 6 Zusammenfassung und Ausblick

Innerhalb des Beitrags wurde ein System zur Identifizierung des Voranschreitens von Roboter-unterstützten Rettungseinsätzen der Feuerwehr vorgestellt. Dies stellt

eine Voraussetzung für die effiziente Mensch-Roboter-Kollaboration im Feuerwehreinsatz dar. Das vorgestellte System besteht aus den drei Elementen Mensch-Tracking, Zustandsbestimmung und Prozessmining. Innerhalb des Mensch-Tracking werden die Bewegungen der Einsatzkraft kontinuierlich durch eine redundante Sensorfusion aus Kamera-, Laser- und Radardaten aufgezeichnet. Dabei werden Position, Bewegungsrichtung, Bewegungsgeschwindigkeit, Beinpose, Armbewegung und die Körperhaltung erfasst. Innerhalb der Zustandsbestimmung werden mithilfe eines Referenzprozessmodells aus den Sensordaten Prozesszustände probabilistisch abgeleitet. Auf Basis der Zustandsbestimmung wird die Zustandsabfolge in Logs gespeichert. Mittels der Zustandslogs werden Prozessschritte freigeschaltet, die durch Mitglieder des Einsatztrupps (Mensch oder Roboter) ausgeführt werden können. Das System wurde anhand eines selbst durchgeführten Fallbeispiels zur Bergung von Verschütteten aus leicht zugänglichen Stellen validiert. Die erfolgreiche Validierung liefert erste Erkenntnisse über die Eignung. In zukünftigen Schritten erfolgt die komplett automatisierte Zustandsbestimmung, sowie die Erweiterung von unterschiedlichen Einsatzzielen. Dies ist die Grundlage für den Einsatz von autonom-kollaborativ agierenden Rettungsrobotern in dynamischen Abläufen von kritischen Einsatzsituationen.

## 7 Literatur

- [1] Willms, C.; Houy, C.; Rehse, J. R.; Fettke, P.; Kruijff-Korbayova, I.: *Team communication processing and process analytics for supporting robot-assisted emergency response*. In: International Symposium on Safety, Security, and Rescue Robotics (2019), Würzburg.
- [2] Koj, S.; Fisahn, S.; Garbe, H.: *Echtzeit-Spektralanalyse zur Identifikation von Störquellen in Kraftfahrzeugen*. In: Internationale Fachmesse und Kongress für Elektromagnetische Verträglichkeit, Köln, 2020, S. 223-230.
- [3] Gancet, J.; Motard, E.; Naghsh, A.; Roast, C.; Arancón, M. M.; Marques, L.: *User interfaces for human robot interactions with a swarm of robots in support to firefighters*. In: International Conference on Robotics and Automation (2010), Anchorage, USA.
- [4] Kruijff, G. J. M.; et al.: *Designing, developing, and deploying systems to support human-robot teams in*

- disaster response. In: Advanced Robotics (2014), 28, 23, S. 1547-1570.
- [5] Stojanovic, M.; Vlahovic, N.; Stankovic, M.; Stankovic, S.: *Deep Features in Correlation Filters for Thermal Image Tracking*. In: Symposium on Neural Networks and Applications (2018), Belgrad, SRB.
  - [6] Baek, J.; Hong, S.; Kim, J.; Kim, E.: *Efficient Pedestrian Detection at Nighttime Using a Thermal Camera*. In: Sensors (2017), 17, 8, MDPI, Basel, SUI.
  - [7] Benli, E.; Motai, Y.; Rogers, J.: *Human Behavior-Based Target Tracking With an Omni-Directional Thermal Camera*. In: Transactions on Cognitive and Developmental Systems (2019), 1, 1, IEEE, Piscataway, USA.
  - [8] Chamorro, S.; Collier, J.; Grondin, F.: *Neural Network Based Lidar Gesture Recognition for Realtime Robot Teleoperation*. In: International Symposium on Safety, Security, and Rescue Robotics (2021), New York City, USA.
  - [9] Linder, T.; Breuers, S.; Leibe, B.; Arras, K. O.: *On Multi-Modal People Tracking from Mobile Platforms in Very Crowded and Dynamic Environments*. In: International Conference on Robotics and Automation (2016), Stockholm, SWE.
  - [10] Zhao, P.; et al.: *mID: Tracking and Identifying People with Millimeter Wave Radar*. In: International Conference on Distributed Computing in Sensor Systems (2019), Santorini, GRC.
  - [11] Majer, F.; Yan, Z.; Broughton, G.; Ruichek, Y.; Krajnik, T.: *Learning to see through haze: Radar-based Human Detection for Adverse Weather Conditions*. In: European Conference on Mobile Robots (2019), Prag, CZE.
  - [12] Mandischer, N.; Koop, I.; Granich, A.; Heberling, D.; Corves, B.: *Radar Tracker For Human Legs Based on Geometric and Intensity Features*. In: European Signal Processing Conference (2021), Dublin, IRL.
  - [13] Rüppel, U.; Wagenknecht, A.: *Improving emergency management by formal dynamic process-modelling*. In: Conference on Information Technology in Construction (2007), Maribor, SVN.
  - [14] Pulm, B.: *Einsatztaktiken für Führungskräfte*. Kohlhammer Verlag, Stuttgart, 2017.
  - [15] Richmann, D.: *Geschäftsprozessmanagement bei der Feuerwehr*. Kohlhammer Verlag, Stuttgart, 2017.
  - [16] Institut der Feuerwehr NRW: *Feuerwehr-Dienstvorschrift 100: Führung und Leitung im Einsatz - Führungssystem*. 1999.
  - [17] Institut der Feuerwehr NRW: *Feuerwehr-Dienstvorschrift 3: Einheiten im Lösch- und Hilfeleistungseinsatz*. 2008.
  - [18] Berrang, A.; Houy, C.; Rehse, J.-R.; Fettke, P.: *Prozessorientierte Schulung von Einsatzkräften für robotergestützte Rettungsmissionen der Feuerwehr*. In: WI2020 Community Tracks (2020), S. 153-167.
  - [19] Fahland, D.; Woith, H.: *Towards Process Models for Disaster Response*. In: International Conference on Business Process Management, Business Process Management Workshops (2008), S. 254-265, Milan, ITA.
  - [20] Hofmann, M.; Betke, H.; Sackmann, S.: *Automated Analysis and Adaptation of Disaster Response Processes with Place-Related Restrictions*. In: Proceedings of the ISCRAM 2015 Conference (2015), S. 266-276, Kristiansand, NOR.
  - [21] Fritsche, P.; Zeise, B.; Hemme, P.; Wagner, B.: *Fusion of radar, LiDAR and thermal information for hazard detection in low visibility environments*. In: International Symposium on Safety, Security and Rescue Robotics (2017), Shanghai, CHN.
  - [22] Xing, Y.; et al.: *Mobile Robot Multi-sensor Unit for Unsupervised Gas Discrimination in Uncontrolled Environments*. In: IEEE Sensors (2017), Glasgow.
  - [23] Kruijff-Korbayová, I.; et al.: *TRADR Project: Long-Term Human-Robot Teaming for Robot Assisted Disaster Response*. In: KI - Künstliche Intelligenz, German Journal on Artificial Intelligence (2015), 29, 2, S. 193-201.
  - [24] Corves, B.; Haschke, T.; Hüsing, M.: *Robots to Re-Construction — The Roadmap to Robotized Asbestos Removal*. now publishers, Boston-Delft, 2021.
  - [25] Charaf Eddine, S.; Haschke, T.; Weil, S.; Corves, B.: *Enabling autonomous asbestos removal: Towards automatic unbiased evaluation of estimated maps*. In: International Conference on Information and Automation (2017), Macao, CHN.
  - [26] Mandischer, N.; Charaf Eddine, S.; Hüsing, M.; Corves, B.: *Radar SLAM for Autonomous Indoor Grinding*. In: IEEE Radar Conference (2020), Florenz, ITA.
  - [27] Tiemann, J.; Fuhr, O.; Wietfeld, C.: *CELIDON: Supporting First Responders through 3D AOA-based UWB Ad-Hoc Localization*. In: International Conference on Wireless and Mobile Computing, Networking and Communications (2020), Thessaloniki, GRC.
  - [28] Lukezic, A.; Zajc, L. C.; Vojir, T.; Matas, J.; Kristan, M.: *FuCoLoT - A Fully-Correlational Long-Term Tracker*. In: Computer Vision – ACCV (2018), Perth, AUS.
  - [29] Cimolino, U.; Fuchs, M.; Ridder, A.; Südmersen, J.: *Innenangriff - Moderne Brandbekämpfung in Gebäuden*. ecomed-Storck, Landsberg am Lech, 2018.
  - [30] Hidalgo, G.: *OpenPose Doc - Output* <http://github.com/CMU-Perceptual-Computing-Lab/openpose/blob/master/doc>
  - [31] Feuerwehr Lutterberg: *Atemschutz-Notfallmanagement*. [http://www.feuerwehr-lutterberg.de/sites/technik/agt\\_notfall.html](http://www.feuerwehr-lutterberg.de/sites/technik/agt_notfall.html)
  - [32] van der Aalst, W. M. P.: *Process Mining. Discovery, Conformance and Enhancement of Business Processes*. Springer Verlag, Berlin, 2011.



# Fehlertolerante modellbasierte optimale Regelung eines Permanentmagnet-Linearsynchronmotors

## Fault-tolerant model-based optimal control of a permanent magnet linear synchronous motor

Gerd Fuchs\*, Christian Krämer\*, Andreas Kugi\*<sup>†</sup>, Wolfgang Kemmetmüller\*,

\*TU Wien, Institut für Automatisierungs- und Regelungstechnik, 1040 Wien, Österreich, {fuchs, kraemer, kugi, kemmetmueller}@acin.tuwien.ac.at

<sup>†</sup>Austrian Institute of Technology (AIT), Center for Vision, Automation & Control

### Kurzfassung

In diesem Beitrag wird eine modellbasierte optimale Regelungsstrategie für einen Permanentmagnet-Linearsynchronmotor vorgestellt, mit der die Antriebs- und Normalkraft auf den beweglichen Teil (Shuttle) des Linearmotors auch im Fehlerfall verlustoptimal geregelt werden kann. Als Grundlage dient ein nichtlineares mathematisches Modell, welches mithilfe der Reluktanzmodellierung erstellt wird. Aufbauend auf diesem Modell werden optimale Ströme für die gewünschten Kräfte berechnet. Dazu wird ein nichtlineares Optimierungsproblem formuliert, welches einen etwaigen Fehler (Leerlauf oder Kurzschluss einer Spule) systematisch berücksichtigt. Es wird anhand von Messungen gezeigt, dass durch die Verwendung der optimalen Ströme der Einfluss dieser Fehler nahezu vollständig kompensiert werden kann.

### Abstract

This paper presents a model-based optimal control strategy for a permanent magnet linear synchronous motor to control the tractive and normal force on the moving part (shuttle) in a loss-optimal manner, even in the case of a failure, as e.g., the open and short circuit of a motor coil. Based on a magnetic equivalent circuit (MEC) model, optimal currents for these failure cases are calculated. To do so, a nonlinear optimization problem is formulated, which systematically takes into account the respective failure scenarios. It is shown by means of measurements that the presented control strategy is capable of controlling the desired forces on the shuttle in the fault cases with almost the same accuracy as in the faultless operation.

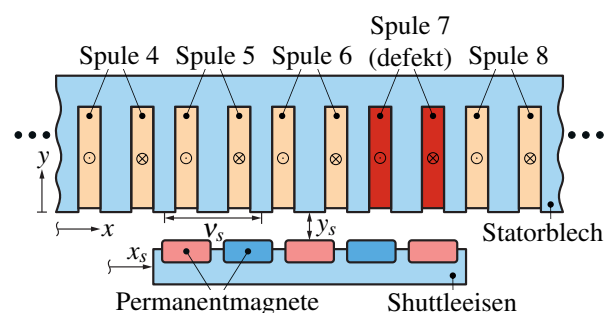
## 1 Einleitung

Der Einsatz von Permanentmagnet-Linearsynchronmotoren (PMLSM) ermöglicht eine wesentliche Erhöhung der Flexibilität in modernen Produktionsanlagen im Vergleich zu Systemen mit konventionellen Förderbändern [1]. Speziell in Transportsystemen mit hohen Anforderungen an die Dynamik und Positioniergenauigkeit sind PMLSM von besonderem Interesse [2]. Außerdem bieten PMLSM den großen Vorteil, dass mehrere bewegliche Einheiten (Shuttle) gleichzeitig und unabhängig voneinander auf einem gemeinsamen Stator bewegt werden können [3].

Zur Regelung von PMLSM werden in der Literatur meist feldorientierte Regelungskonzepte verwendet, welche auf dq0-Modellen basieren [4, 5]. Der Nachteil dieser Modelle ist, dass nur Grundwelleneigenschaften berücksichtigt werden können. Nichtlineare Effekte wie Rastmoment bzw. Rastkraft, Sättigungseffekte oder ungleichmäßige Luftspaltlängen können nur über heuristische Ansätze abgebildet werden. Um diese Einschränkungen zu umgehen, werden in der Literatur vermehrt Reluktanzmodelle vorgeschlagen, in denen die zuvor beschriebenen Effekte systematisch berücksichtigt werden können [6].

Da eine hohe Verfügbarkeit in modernen Fertigungsanlagen wichtig ist, gewinnen der fehlertolerante Betrieb und dazu geeignete Regelungsstrategien zunehmend an Bedeutung. Der Betrieb elektrischer Motoren soll dabei unter an-

derem auch im Fall eines Wicklungsbruchs (Leerlauf) oder Wicklungskurzschlusses in einer Spule, oder einem äquivalenten Fehler in der Leistungselektronik, möglichst uneinträchtigt fortgesetzt werden können [7, 8]. Die für den fehlertoleranten Betrieb notwendige Fehlerdetektion und Identifikation der Fehlerparameter (z.B. Kurzschlusswiderstand) wird z.B. in [9] betrachtet, ist aber nicht Inhalt dieser Arbeit.



**Abbildung 1** Schematische Darstellung des betrachteten PMLSM mit defekter Spule.

In dieser Arbeit wird ein PMLSM betrachtet, der aus einem Stator mit unabhängig ansteuerbaren Spulen und einem beweglichen Teil (Shuttle), auf dem Permanentmagnete angebracht sind, besteht, siehe Abbildung 1. Die unabhängige Ansteuerung der Statorspulen resultiert in einer größeren

Anzahl an Freiheitsgraden als für die Regelung der Kräfte auf das Shuttle (primäre Regelungsaufgabe) notwendig ist. Diese zusätzlichen Freiheitsgrade können z.B. dazu genutzt werden, die Verluste im Motor zu minimieren, siehe beispielsweise [10]. Die Vielzahl von unabhängig angesteuerten Spulen bedingt jedoch auch eine hohe Anzahl an Bauteilen, was wiederum die Ausfallwahrscheinlichkeit einzelner Komponenten erhöht. Um trotz eines Fehlers den Betrieb des PMLSM möglichst unbeeinträchtigt fortführen zu können, muss dieser in der Regelungsstrategie entsprechend behandelt werden.

In Abschnitt 2 dieses Beitrags wird dazu ein nichtlineares Reluktanzmodell des betrachteten PMLSM präsentiert. Anschließend wird in Abschnitt 3 ein Optimierungsproblem definiert, mit dem die optimalen Spulenströme für den fehlerfreien Fall sowie für die Fehlerfälle (Leerlauf, Kurzschluss) berechnet werden können. Abschnitt 4 widmet sich der Entwicklung eines flachheitsbasierten Stromreglers, mit welchem die aus der Optimierung bestimmten optimalen Ströme geregelt werden können. In Abschnitt 5 werden die an einem Testaufbau ermittelten Messergebnisse zur Validierung der vorgestellten Regelungsstrategie gezeigt. Abschließend werden in Abschnitt 6 die wichtigsten Ergebnisse dieses Beitrags zusammengefasst.

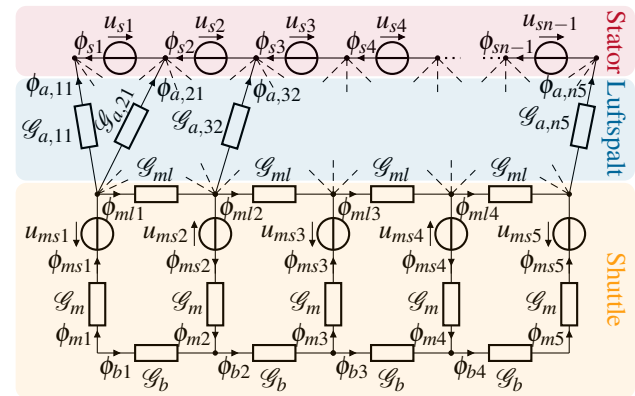
## 2 Modellierung

Dieser Abschnitt fasst das in [11] entwickelte und dieser Arbeit zugrundeliegende mathematische Modell des betrachteten PMLSM aus Abbildung 1 zusammen. Die  $n_c$  Spulen des Motors sind auf die entsprechenden Spulenzähne am Stator angebracht. Die einzelnen Spulen sind durch Nebenzähne voneinander getrennt, womit sich eine Gesamtanzahl von  $n = 2n_c + 1$  Statorzähnen ergibt. Am Shuttle befinden sich 5 NdFeB Permanentmagnete (PM), welche eine in  $y$ -Richtung abwechselnde Magnetisierung aufweisen. Jede Spule ist auf einer Seite mit einer aus MOSFETs bestehenden Halbbrücke verbunden. Die andere Seite aller Spulen ist zu einem gemeinsamen Sternpunkt verschaltet, welcher mithilfe eines Balancers (DC-DC-Wandler) auf dem halben Zwischenkreispotential gehalten wird. Der Summenstrom  $i_\Sigma$  entspricht dem Strom in diesem Sternpunkt. Diese Verschaltung der Spulen erlaubt es, jede Spule unabhängig anzusteuern. Weiterhin wurde der Nullpunkt der Shuttleposition in  $x$ -Richtung so gewählt, dass der zentrale PM mittig unter dem zweiten Spulenzahn liegt. Mit  $x_s$  wird die Shuttleposition in  $x$ -Richtung bezeichnet,  $y_s$  bezeichnet jene in  $y$ -Richtung (Länge des Luftspalts) und  $v_s$  beschreibt die Statorperiode.

Das in [11] entwickelte Modell basiert auf der Reluktanzmodellierung und weist über den gesamten Arbeitsbereich eine sehr hohe Modellgenauigkeit auf. Im Gegensatz zu herkömmlichen dq0-Modellen bietet die Modellierung mittels Reluktanznetzwerken die Vorteile, dass nichtlineare Effekte wie Materialsättigung oder Rastkräfte systematisch berücksichtigt werden können. Im Vergleich zur Finite Elemente Methode (FEM) weist die hier verwendete Art der Modellierung eine wesentlich geringere Modellkomplexität auf, was eine deutlich recheneffizientere Auswertung

des Modells erlaubt. Aufgrund dieser Vorteile eignet sich ein Reluktanzmodell besonders gut für den Einsatz in Verbindung mit modellbasierten Regelungsstrategien und wird daher auch in diesem Beitrag verwendet.

Da lokale Sättigungseffekte entlang der Statorzähne einen wesentlichen Einfluss auf das Verhalten des Motors haben, wird für den Stator ein differentielles Reluktanznetzwerk angesetzt. Das dabei entstehende nichtlineare Zwei-Punkt Randwertproblem wird mithilfe der Pseudospektralmethode approximativ gelöst, siehe [12, 13]. Weiterhin wird das Shuttle durch ein Reluktanznetzwerk mit konzentrierten Bauteilen (Permeanzen und magnetische Spannungsquellen) abgebildet. Die magnetische Kopplung zwischen Stator und Shuttle wird durch ein Netzwerk von Luftspaltpermeanzen abgebildet. Abbildung 2 zeigt das resultierende Reluktanznetzwerk des PMLSM, wobei das differentielle Reluktanzmodell des Stators in äquivalenten magnetischen Spannungsquellen zusammengefasst ist.



**Abbildung 2** Reluktanznetzwerk des PMLSM, wobei der Stator durch äquivalente magnetische Spannungsquellen zusammengefasst ist.

Durch die Anwendung der Graphentheorie können die Netzwerkgleichungen effizient ermittelt werden [6]. Das gesamte nichtlineare Reluktanzmodell lässt sich in der Form

$$\mathbf{K}(\mathbf{x})\mathbf{x} - \mathbf{B}(\mathbf{i}_c) = \mathbf{0} \quad (1)$$

mit  $\mathbf{x}^T = [\phi^T, \varphi^T, \mathbf{u}_{ig}^T, \psi_c^T]$  beschreiben, wobei  $\phi$  die magnetischen Flüsse und  $\varphi$  die magnetischen Spannungen in den Statorzähnen an den  $N$  Approximationspunkten entlang der  $y$ -Koordinate des Stators bezeichnen. Weiterhin sind durch  $\mathbf{u}_{ig}$  die magnetischen Spannungen des Baums des Netzwerkes, durch  $\psi_c$  die verketteten Spulenflüsse und durch  $\mathbf{i}_c$  die Spulenströme gegeben. Das mathematische Modell des PMLSM wird durch das Faradaysche Induktionsgesetz

$$\frac{d\psi_c}{dt} = -\mathbf{R}_c \mathbf{i}_c + \mathbf{v}_c, \quad (2)$$

mit der Diagonalmatrix der Spulenwiderstände  $\mathbf{R}_c$  und den elektrischen Spannungen der Spulen  $\mathbf{v}_c$ , vervollständigt. Die Antriebskraft  $\tau_x$  und die Normalkraft  $\tau_y$  werden über

das Koenergieprinzip bestimmt [14]

$$\tau_x = \frac{1}{2} \mathbf{u}_{tg}^T \frac{\partial \mathcal{G}_t}{\partial x_s} \mathbf{u}_{tg} + \frac{1}{2} \mathbf{u}_c^T \frac{\partial \mathcal{G}_c}{\partial x_s} \mathbf{u}_c \quad (3a)$$

$$\tau_y = \frac{1}{2} \mathbf{u}_{tg}^T \frac{\partial \mathcal{G}_t}{\partial y_s} \mathbf{u}_{tg} + \frac{1}{2} \mathbf{u}_c^T \frac{\partial \mathcal{G}_c}{\partial y_s} \mathbf{u}_c, \quad (3b)$$

wobei die Diagonalmatrizen  $\mathcal{G}_t$  und  $\mathcal{G}_c$  die Baum- bzw. Kobaumpermeanzen enthalten. Das gesamte mathematische Modell des PMLSM ist somit durch das differential-algebraische Gleichungssystem (DAE) (1) und (2) mit den Ausgangsgleichungen (3) gegeben.

### 3 Berechnung der Optimalströme

Das Ziel dieser Arbeit ist es, eine vorgegebene Antriebs- und Normalkraft  $\tau_x^d$  bzw.  $\tau_y^d$  auf das Shuttle möglichst genau regeln zu können (primäre Regelungsaufgabe). Da alle Spulen unabhängig voneinander angesteuert werden können, ist es möglich, die entstehenden Freiheitsgrade für sekundäre Regelungsziele, wie die Minimierung der Verluste, zu verwenden. Um diese Regelungsziele zu erreichen, werden auf Basis des in Abschnitt 2 vorgestellten Modells optimale Spulenströme  $\mathbf{i}_c^*$  für die entsprechenden Betriebsfälle (Nominell, Leerlauf, Kurzschluss) berechnet und in Kennfeldern abgespeichert. Diese optimalen Ströme dienen anschließend als Sollwerte für einen unterlagerten Stromregler. Dazu werden in der Optimierung auch die optimalen verketteten Spulenflüsse  $\psi_c^*$  berechnet, welche in einer flachheitsbasierte Vorsteuerung verwendet werden.

#### 3.1 Optimierungsproblem

Für den nominellen, fehlerfreien Fall lassen sich die Regelungsziele in Form des beschränkten nichtlinearen Optimierungsproblems

$$\min_{\xi} f(\xi) = \frac{1}{2} \mathbf{i}_c^T \mathbf{Q} \mathbf{i}_c + \frac{1}{2} \mathbf{i}_c^T \mathbf{Q}_{\Sigma} \mathbf{i}_c + \frac{1}{2} k_x (\tau_x^d - \tau_x(\xi))^2 + \frac{1}{2} k_y (\tau_y^d - \tau_y(\xi))^2 + \frac{1}{2} k_P P(\xi) \quad (4a)$$

$$\text{u.B.v. } \mathbf{h}(\xi) = \mathbf{K}(\mathbf{x})\mathbf{x} - \mathbf{B}(\mathbf{i}_c) = \mathbf{0} \quad (4b)$$

formulieren, siehe [10]. Die Lösung liefert optimale Ströme  $\mathbf{i}_c^*$  und optimale verkettete Flüsse  $\psi_c^*$  bei Vorgabe der Sollantriebskraft  $\tau_x^d$  und der Sollnormalkraft  $\tau_y^d$ . Dabei beschreibt  $\xi^T = [\mathbf{i}_c^T, \mathbf{x}^T]$ , mit  $\mathbf{x}^T = [\phi^T, \phi^T, \mathbf{u}_{tg}^T, \psi_c^T]$ , den Vektor der Optimierungsvariablen.

Der Kostenfunktionsterm  $\mathbf{i}_c^T \mathbf{Q} \mathbf{i}_c$ , mit der positiv definiten Diagonalmatrix  $\mathbf{Q} \in \mathbb{R}^{n_c \times n_c}$ , beschreibt die Kupferverluste, welche die dominierenden Verluste des Motors darstellen. Mit  $\mathbf{i}_c^T \mathbf{Q}_{\Sigma} \mathbf{i}_c$  wird der Summenstrom  $i_{\Sigma}$  minimiert, damit die Belastung des Balancers möglichst klein gehalten wird. Dabei gilt  $\mathbf{Q}_{\Sigma} = k_{\Sigma} \mathbf{1}$ , wobei  $\mathbf{1} \in \mathbb{R}^{n_c \times n_c}$  die Einsmatrix und  $k_{\Sigma} > 0$  ein positiver Gewichtungsfaktor ist. Die Einhaltung der Vorgabe der Sollkräfte auf das Shuttle wird mit  $k_x (\tau_x^d - \tau_x(\xi))^2$  und  $k_y (\tau_y^d - \tau_y(\xi))^2$  in der Kostenfunktion sichergestellt. Mit den Gewichtungsfaktoren  $k_x, k_y > 0$  kann eine Priorisierung zwischen der Genauigkeit der Antriebskraft und der Normalkraft vorgenommen werden.

Es wäre natürlich auch möglich, die Kraftvorgaben di-

rekt als Gleichungsnebenbedingungen zu berücksichtigen. Da es jedoch vorkommen kann, dass die vorgegebenen Sollkräfte an einzelnen Punkten aufgrund von Systembeschränkungen nicht erreicht werden können, ist die verwendete Vorgehensweise vorteilhaft.

Der letzte Term in der Kostenfunktion (4a) ist eine Straffunktion zur Begrenzung der Spulenströme

$$P(\xi) = \sum_{j=1}^{n_c} \max(0, i_{cj} - i_c^{max})^2 + \max(0, -i_{cj} - i_c^{max})^2, \quad (5)$$

wobei mit  $i_c^{max}$  der Betrag des maximalen Stroms festgelegt ist. Dieser Term ist vor allem bei den Fehlerfällen relevant, da dort sehr hohe Ströme auftreten können. Es wäre wiederum eine Berücksichtigung mittels Ungleichungsnebenbedingungen möglich, jedoch bietet sich eine Implementierung mittels einer Straffunktion an, da es sich bei den Schranken für die Spulenströme um keine harten Grenzen handelt. Mit dem Gewichtungsfaktor  $k_P > 0$  kann entsprechend beeinflusst werden, wie stark die vorgegebenen Schranken verletzt werden dürfen.

Um nun den Fehlerfall des Leerlaufs (Wicklungsbruch) der  $r$ -ten Spule im Optimierungsproblem berücksichtigen zu können, muss

$$g_{oc}(\xi) = i_{cr} = 0, \quad r \in \{1, \dots, n_c\} \quad (6)$$

als Gleichungsnebenbedingung in das Optimierungsproblem (4) aufgenommen werden.

Beim Auftreten eines Kurzschlusses einer gesamten Spule  $p$  führt diese einen Kurzschlussstrom  $i_{cp}$ , welcher aus der durch die Bewegung des Shuttles resultierenden induzierten Spannung entsteht. Somit muss

$$\frac{d\psi_{cp}}{dt} = -R_{sc} i_{cp}, \quad p \in \{1, \dots, n_c\} \quad (7)$$

im Optimierungsproblem berücksichtigt werden. In (7) wurde der Kurzschluss durch  $v_{cp} = 0$  sowie  $R_{sc} = R_c + R_s$  berücksichtigt, wobei  $R_s$  den Widerstand des Kurzschlusses und  $R_c$  den Spulenwiderstand beschreibt. Um nun die Differentialgleichung (7) bei der Berechnung der optimalen Ströme zu berücksichtigen, wird diese mithilfe des impliziten Euler-Verfahrens zeitlich diskretisiert

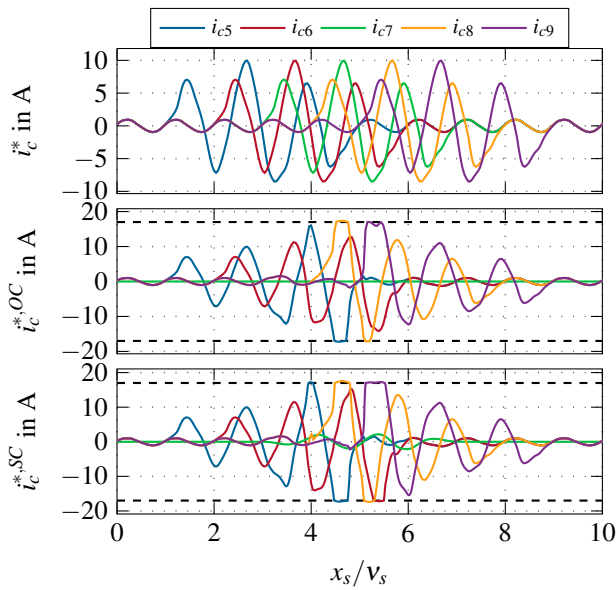
$$g_{sc}(\xi_k) = \psi_{cp,k} - \psi_{cp,k-1} + T_a R_{sc} i_{cp,k} = 0 \quad (8)$$

und als Gleichungsnebenbedingung in (4) mit aufgenommen. Darin beschreibt der Index  $k$  den Abtastzeitpunkt  $kT_a$  mit der Abtastzeit  $T_a$ . Um für dieses Fehlerszenario vorab Kennfelder berechnen zu können, wird in diesem Beitrag die Einschränkung auf konstante Geschwindigkeiten  $\dot{x}_s = \text{const.}$  vorgenommen. Damit liegen die äquidistanten Positionswerte  $x_{s,k}$  mit einem Abstand von  $\Delta x_s = T_a \dot{x}_s$  fest, an welchen das Optimierungsproblem zu lösen ist. Das nichtlineare Optimierungsproblem (4) hängt somit für den Kurzschluss einer gesamten Spule von einem vorab definierten Positionsvektor ab. Weiterhin sei angemerkt, dass es sinnvoll ist, die zur kurzgeschlossenen Spule gehörende  $p$ -te Zeile und Spalte in der Gewichtungsmatrix  $\mathbf{Q}_{\Sigma}$  auf 0 zu setzen, da der Kurzschlussstrom nicht mehr über den

Zwischenkreis fließt.

### 3.2 Kennfelder

Zur Lösung des nichtlinearen Optimierungsproblems (4) bieten sich gradientenbasierte Methoden an. Zu diesem Zweck wurde das Modell (1) in CasADi [15] implementiert und das Optimierungsproblem (4) mithilfe von IPOPT [16] für  $n_c = 15$ ,  $N = 3$  über einen Verfahrensweg des Shuttles von  $12v_s$  gelöst. Abbildung 3 zeigt exemplarisch einen Ausschnitt der Kennfelder um die Spule 7 für den fehlerlosen Fall  $i_c^*$ , für den Fall des Leerlaufs der siebten Spule  $i_c^{*,OC}$ , sowie für den Fall des Kurzschlusses der gesamten siebten Spule  $i_c^{*,SC}$  für eine Kraftvorgabe  $\tau_x^d = 50\text{ N}$ , einer Vorgabe der Normalkraft von  $\tau_y^d = 240\text{ N}$  und einer Strombegrenzung von  $i_c^{max} = 17\text{ A}$ . Da die Einhaltung der Antriebskraft  $\tau_x$  eine höhere Priorität als jene der Normalkraft hat, wurde  $k_x = 2k_y$  gewählt.



**Abbildung 3** Optimale Spulenströme für den fehlerlosen Fall  $i_c^*$ , den Leerlauf  $i_c^{*,OC}$  sowie den Kurzschluss  $i_c^{*,SC}$  der siebten Spule:  $\tau_x^d = 50\text{ N}$ ,  $\tau_y^d = 240\text{ N}$ ,  $\mathbf{Q} = \mathbf{I}$ ,  $k_\Sigma = 10$ ,  $k_x = 20$ ,  $k_y = 10$ ,  $k_P = 500$ ,  $i_c^{max} = 17\text{ A}$  und  $\dot{x}_s = 0.2\text{ m/s}$  im Kurzschlussfall.

Man erkennt, dass die Ströme im Bereich der fehlerhaften Spule im Vergleich zum fehlerfreien Fall ansteigen müssen um die vorgegebenen Sollkräfte erreichen zu können. Im Vergleich zum Leerlauf steigen die Ströme im Kurzschlussfall für positive Kraftvorgaben noch stärker an, da zusätzlich zum Ausfall der fehlerhaften Spule auch der Einfluss des Kurzschlussstroms kompensiert werden muss. Für  $\tau_x^d = 50\text{ N}$  ist bereits ein starker Einfluss der Spulenstrombegrenzung (5) erkennbar. Dies resultiert aus den ausgeprägten Sättigungen in den Spulenzähnen im Falle eines Fehlers, siehe auch [11]. Ohne diese Spulenstrombegrenzung würde der Maximalwert der optimalen Spulenströme im Falle des Leerlaufs  $35.7\text{ A}$  und im Falle des Kurzschlusses  $45\text{ A}$  (bei  $\dot{x}_s = 0.2\text{ m/s}$ ) betragen. Derartig hohe Ströme führen zu einer hohen thermischen Belastung der Spulen und der Leistungselektronik und müssen daher

vermieden werden. Mithilfe der vorgeschlagenen Optimierung kann die Strombegrenzung in beiden Fehlerfällen gut eingehalten werden.

## 4 Flachheitsbasierter Stromregler

Ausgangspunkt für den Entwurf eines optimalen Stromreglers zur Regelung der in Abschnitt 3 berechneten Optimalströme  $i_c^*$  bildet das dynamische Modell (2). Der Regler umfasst eine flachheitsbasierte Vorsteuerung  $\mathbf{v}_c^{FF}$  und einen Fehlerregler  $\mathbf{v}_c^{FB}$ . Mithilfe der optimalen Ströme  $i_c^*$  und den optimalen verketteten Flüssen  $\psi_c^*$  lässt sich eine flachheitsbasierte Vorsteuerung der Form

$$\mathbf{v}_c^{FF} = \frac{\partial \psi_c^*}{\partial x_s} \dot{x}_s + \mathbf{R}_c \mathbf{i}_c^* \quad (9)$$

entwerfen, wobei die totale Zeitableitung  $\dot{\psi}_c^*$  durch den Anteil der Bewegungsinduktion ( $\partial \psi_c^* / \partial x_s$ )  $\dot{x}_s$  approximiert wird, da dieser Teil dominiert. Um nun Modellungenauigkeiten und externe Störungen unterdrücken zu können, wird die Vorsteuerung um eine Regelung erweitert. Dazu wird der Ausdruck für die verketteten Spulenflüsse  $\psi_c(i_c, x_s)$  mit  $\mathbf{i}_c = \mathbf{i}_c^* - \mathbf{e}_i$  um die optimalen Spulenströme  $i_c^*$  in eine Taylorreihe entwickelt und nach dem linearen Glied abgebrochen

$$\psi_c(\mathbf{i}_c, x_s) \approx \psi_c(\mathbf{i}_c^*, x_s) - \underbrace{\frac{\partial \psi_c}{\partial \mathbf{i}_c} \bigg|_{\mathbf{i}_c = \mathbf{i}_c^*}}_{\mathbf{L}_c(\mathbf{i}_c^*, x_s)} \mathbf{e}_i, \quad (10)$$

wobei  $\mathbf{L}_c$  die Induktivitätsmatrix beschreibt. Durch Einsetzen von (10) in (2) und mit  $\mathbf{v}_c = \mathbf{v}_c^{FF} + \mathbf{v}_c^{FB}$ , mit  $\mathbf{v}_c^{FF}$  aus (9), erhält man das Fehlersystem

$$\frac{d}{dt} (\mathbf{L}_c(\mathbf{i}_c^*, x_s)) \mathbf{e}_i + \mathbf{L}_c(\mathbf{i}_c^*, x_s) \frac{d}{dt} \mathbf{e}_i = -\mathbf{R}_c \mathbf{e}_i - \mathbf{v}_c^{FB}. \quad (11)$$

Unter der Annahme, dass die Spulen sowohl elektrisch als auch magnetisch entkoppelt sind (diese Annahme ist aufgrund der Nebenzähne in guter Näherung erfüllt) sowie der Vernachlässigung des Terms  $d\mathbf{L}_c/dt$  führt das Regelgesetz

$$\mathbf{v}_c^{FB} = -\mathbf{R}_c \mathbf{e}_i + \mathbf{L}_c(\mathbf{i}_c^*, x_s) \left( c_P \mathbf{e}_i + c_I \int \mathbf{e}_i dt \right) \quad (12)$$

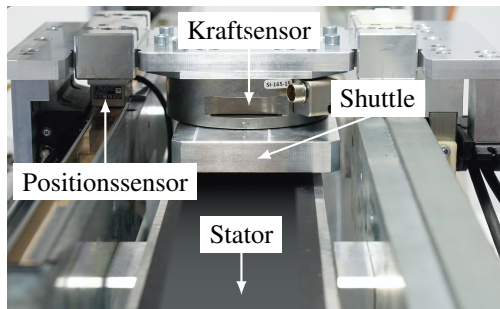
mit der Wahl  $c_P, c_I > 0$  auf eine exponentiell stabile Fehlerdynamik. Aufgrund der magnetischen und elektrischen Entkopplung sind sowohl die Induktivitätsmatrix  $\mathbf{L}_c$  als auch die Matrix der Spulenwiderstände  $\mathbf{R}_c$  Diagonalmatrizen.

## 5 Messergebnisse

Ziel dieses Abschnitts ist es, die zuvor vorgestellte Regelungsstrategie durch Messungen an einem Prüfstand zu validieren. Abbildung 4 zeigt ein Foto des verwendeten Prüfstands. Der Regelkreis ist auf einer dSPACE Scalexio Echtzeithardware implementiert, wobei der Stromregler mit einer Abtastzeit von  $T_{a,i} = 25\mu\text{s}$  implementiert ist und die Auswertung der Kennfelder sowie die Abtastung des Positionssignals mit  $T_a = 150\mu\text{s}$  erfolgt. Für die Positionsmessung wird ein Heidenhain LIC 4100 Absolutwertgeber

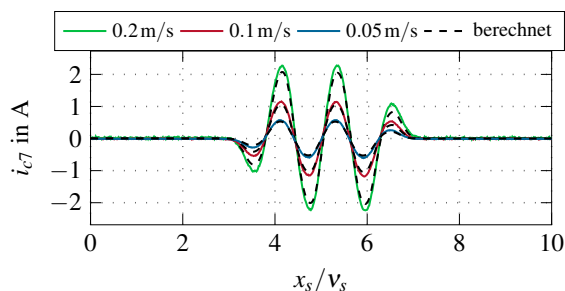


verwendet und eine ATI Delta Kraftmessdose ist zur Ermittlung der wirkenden Kräfte auf dem Shuttle verbaut. Es sei darauf hingewiesen, dass diese Kraftmessung nur zur Validierung aber nicht zur Regelung des Systems verwendet wird. Für die in diesem Abschnitt gezeigten Messungen wurde das Shuttle mit einer externen Linearachse entlang des Stators mit konstanter Geschwindigkeit bewegt. Weiterhin beschränken sich die hier gezeigten Ergebnisse auf Messungen der Antriebskraft  $\tau_x$ , da diese von primärer Bedeutung für die reale Anwendung ist. Für die Normalkraft zeigen sich vergleichbare Ergebnisse.



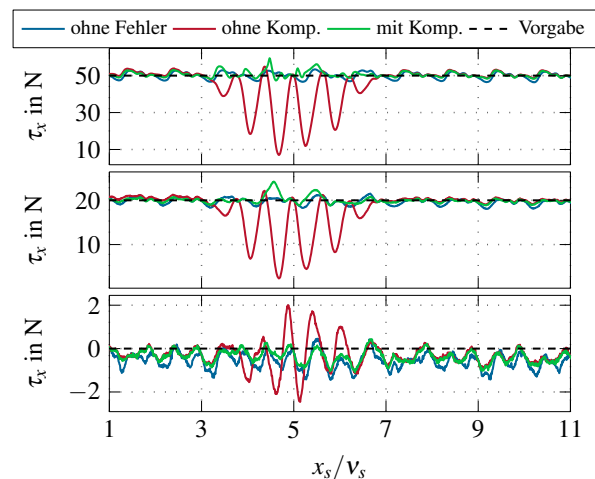
**Abbildung 4** Foto des verwendeten Prüfstands.

Da mit (8) im Kurzschlussfall der zu erwartende Kurzschlussstrom ermittelt wird, ist es im ersten Schritt von Interesse zu überprüfen, wie gut dieser mit dem tatsächlich auftretenden Kurzschlussstrom übereinstimmt. Abbildung 5 zeigt dazu einen Vergleich des gemessenen und berechneten Kurzschlussstroms für unterschiedliche Shuttlegeschwindigkeiten  $\dot{x}_s$ . Die Messung des Kurzschlussstroms wurde dabei mit einer Strommesszange durchgeführt. Man erkennt, dass zwischen Messung und Berechnung nur ein geringer Unterschied erkennbar ist, welcher im Wesentlichen aus Ungenauigkeiten des Kurzschlusswiderstandes  $R_{sc}$ , z.B. zufolge des Temperatureinflusses, resultiert.



**Abbildung 5** Vergleich des gemessenen mit dem berechneten Kurzschlussstrom für unterschiedliche Shuttlegeschwindigkeiten.

Im nächsten Schritt wird der Fall des Leerlaufs der Spule 7 analysiert. Dazu wird am Prüfstand die siebte Spule von der Halbbrücke getrennt und offen gelassen. In Abbildung 6 sind die Messergebnisse für unterschiedliche Kraftvorgaben sowohl mit als auch ohne Berücksichtigung des Fehlers bei der Berechnung der optimalen Ströme dargestellt. Zum Vergleich ist zusätzlich die Messung für den fehlerfreien Fall gezeigt. Da das Verhalten bei positiven und negativen Kraftvorgaben gleich ist, sind hier nur die



**Abbildung 6** Messungen für den Leerlauf der siebten Spule: Shuttlegeschwindigkeit  $\dot{x}_s = 5 \text{ mm/s}$ , ohne Berücksichtigung des Fehlers (ohne Komp.), mit Berücksichtigung des Fehlers (mit Komp.), fehlerfreier Fall (ohne Fehler).

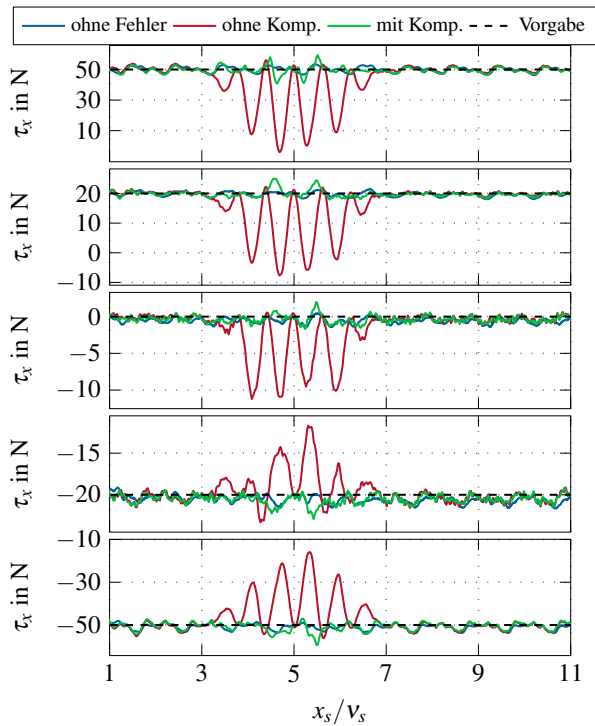
Ergebnisse für positive Werte dargestellt. Die Ergebnisse zeigen, dass der Kraftfehler durch die Verwendung der in dieser Arbeit entwickelten Optimalströme nahezu komplett kompensiert werden kann und eine zum fehlerfreien Fall gleichwertige Regelgüte erreicht wird. Nur im Bereich der fehlerhaften Spule ist eine geringfügig höhere Abweichung als im restlichen Bereich erkennbar.

Für den ganzspuligen Kurzschluss wurde wiederum die siebte Spule von der Halbbrücke getrennt und über Steckverbinder kurzgeschlossen. Die Messergebnisse für unterschiedliche Kraftvorgaben sind in Abbildung 7 dargestellt. Auch im Fall des Kurzschlusses zeigt sich, dass der Einfluss des Fehlers durch die Verwendung der entsprechenden Optimalströme nahezu komplett kompensiert werden kann. Im Vergleich zum fehlerfreien Fall ist auch hier erkennbar, dass der Fehler im Einflussbereich der kurzgeschlossenen Spule nur geringfügig größer ist. Im Vergleich zum Leerlauf ist erkennbar, dass der Einfluss des Kurzschlusses bei positivem  $\dot{x}_s$  und positiver Kraftvorgabe  $\tau_x^d$  maßgeblich größer ist. An dieser Stelle ist anzumerken, dass das Shuttle mit einer verhältnismäßig geringen Geschwindigkeit von  $\dot{x}_s = 0.2 \text{ m/s}$  (ca. 20% der Maximalgeschwindigkeit des PMLSM) über den Stator bewegt wurde, da dies die maximal mögliche Geschwindigkeit des externen Linearantriebs ist. Bei höheren Geschwindigkeiten wird der Einfluss des Kurzschlusses noch größer, womit eine aktive Kompensation von noch größerer Bedeutung ist. Der Fall von negativen Kraftvorgaben bei positiver Geschwindigkeit des Shuttles ist wesentlich weniger kritisch, da hier die bremsende Wirkung des Fehlers in Richtung der gewünschten Kraft wirkt und somit geringere Ströme zur Kompensation des Fehlers notwendig sind.

## 6 Zusammenfassung

In diesem Beitrag wurde ein nichtlineares Reluktanzmodell eines Permanentmagnet-Linearsynchronmotors präsentiert





**Abbildung 7** Messungen im Kurzschlussfall der siebten Spule: Shuttlegeschwindigkeit  $\dot{x}_s = 0.2\text{ m/s}$ , ohne Berücksichtigung des Fehlers (ohne Komp.), mit Berücksichtigung des Fehlers (mit Komp.), fehlerfreier Fall (ohne Fehler).

mit dem sowohl nichtlineares Materialverhalten (magnetische Sättigung) als auch Rastkrafteffekte systematisch berücksichtigt werden können. Aufbauend auf diesem Modell wurde ein Optimierungsproblem formuliert, mit welchem optimale Ströme zu entsprechenden Kraftvorgaben sowohl für den fehlerfreien Fall als auch für den Fall des Leerlaufs oder Kurzschlusses einer Spule berechnet werden können. Diese optimalen Spulenströme werden mithilfe eines flachheitsbasierten Stromreglers geregelt. Die Messungen an einem Prüfstand haben gezeigt, dass mit der vorgestellten Regelungsstrategie die vorgegebenen Kräfte im Falle eines Fehlers mit nahezu der gleichen Genauigkeit wie im fehlerfreien Fall geregelt werden können.

## Danksagung

Die Autoren bedanken sich bei der Firma B&R Industrial Automation GmbH für die Unterstützung dieser Arbeit.

## 7 Literatur

- [1] Mihalachi, M.; Leidhold, R.; Mutschler, P.: *Long Primary Linear Drive for material handling*. 2009 International Conference on Electrical Machines and Systems, Tokyo, Japan. (2009), S. 1-6.
- [2] Chung, S.-U.; Kim, J.-W.; Woo, B.-C.; Hong, D.-K.; Lee, J.-Y.; et al.: *Design and experimental validation of doubly salient permanent magnet linear synchronous motor for precision position control*. Mechatronics. (2013) 23-2, S. 172-181.
- [3] Pan, J.; Fu, P.; Niu, S.; Wang, C.; Zhang, X.: *High-*

*Precision Coordinated Position Control of Integrated Permanent Magnet Synchronous Linear Motor Stations*. IEEE Access. (2020) 8, S. 126 253–126 265.

- [4] Chiasson, J.; Seto, D.; Sun, F.; Stankovic, A.; Bortoff, S.: *Control of two PM linear motors with a single inverter: application to elevator doors*. Mechatronics. (2005) 15-1, S. 95–110.
- [5] Wang, M.; Li, L.; Pan, D.: *Detent Force Compensation for PMLSM Systems Based on Structural Design and Control Method Combination*. IEEE Transactions on Industrial Electronics. (2015) 62-11, S. 6845–6854.
- [6] Kemmetmüller, W.; Faustner, D.; Kugi, A.: *Modeling of a Permanent Magnet Synchronous Machine With Internal Magnets Using Magnetic Equivalent Circuits*. IEEE Transactions on Magnetics. (2014) 50-6, S. 1-14.
- [7] Forstner, G.; Kugi, A.; Kemmetmüller, W.: *Fault-tolerant torque control of a three-phase permanent magnet synchronous motor with inter-turn winding short circuit*. Control Engineering Practice. (2021) 113, S. 104 846.
- [8] Zhao, W.; Chen, Z.; Xu, D.; Ji, J.; Zhao, P.: *Unity Power Factor Fault-Tolerant Control of Linear Permanent-Magnet Vernier Motor Fed by a Floating Bridge Multilevel Inverter With Switch Fault*. IEEE Transactions on Industrial Electronics. (2018) 65-11, S. 9113-9123.
- [9] Gao, Z.; Cecati, C.; Ding, S. X.: *A Survey of Fault Diagnosis and Fault-Tolerant Techniques—Part I: Fault Diagnosis With Model-Based and Signal-Based Approaches*. IEEE Transactions on Industrial Electronics. (2015) 62-6, S. 3757-3767.
- [10] Krämer, C.; Kugi, A.; Kemmetmüller, W.: *Optimal Force Control of a Permanent Magnet Linear Synchronous Motor based on a Magnetic Equivalent Circuit Model*. Control Engineering Practice. Im Druck.
- [11] Krämer, C.; Kugi, A.; Kemmetmüller, W.: *Modeling of a permanent magnet linear synchronous motor using magnetic equivalent circuits*. Mechatronics. (2021) 76, S. 102558.
- [12] Trefethen, L. N.: *Spectral Methods in MATLAB*. Philadelphia, PA, USA: SIAM, 2000.
- [13] Boyd, J. P.: *Chebyshev and Fourier Spectral Methods*. Mineola, NY, USA: Dover Publications, 2000.
- [14] Ostović, V.: *Dynamics of Saturated Electric Machines*. New York, NY, USA: Springer, 1989.
- [15] Andersson, J. A. E.; Gillis, J.; Horn, G.; Rawlings, J. B.; Diehl, M.: *CasADi: a software framework for nonlinear optimization and optimal control*. Mathematical Programming Computation. (2019) 11-1, S. 1–36.
- [16] Wächter, A.; Biegler, L. T.: *On the implementation of an interior-point filter line-search algorithm for large-scale nonlinear programming*. Mathematical Programming. (2006) 106-1, S. 25–57.

# Entwicklung einer smarten, elektronisch gesteuerten Dosiereinheit für den gezielten und sparsamen Einsatz von Pflanzenschutzmitteln

## Development of a smart, electronically controlled dosing unit for a targeted and sparing use of plant protection products

Dr.-Ing. Andrej Batos, B.Eng. Jean Maurice Hellenbroich, Prof. Dr.-Ing. Jürgen Kiel, Prof. Dr.-Ing. Andreas Jahr, Hochschule Düsseldorf, FMDauto – Institut für Produktentwicklung und Innovation, 40476 Düsseldorf, Deutschland, andrej.batos@hs-duesseldorf.de

### Kurzfassung

Feldspritzen verfügen über entlang eines Spritzgestänges angebrachte Düsen, die ein Pflanzenschutzmittel (PSM)-Trägerflüssigkeits-Gemisch verteilen. Da die Düsen nur ein PSM-Gemisch applizieren und häufig nicht einzeln ansteuerbar sind, wird nicht bedarfsgerecht verteilt und u. U. stellenweise zu wenig, zu viel oder das nicht optimale PSM appliziert. Dieser Beitrag stellt das Labormodell einer High-Speed-Dosiereinheit zur Vermischung dreier PSM mit der Trägerflüssigkeit vor, mit der Pflanzen individuell und mit der minimal nötigen PSM-Menge behandelt werden. Sie arbeitet unabhängig vom hydraulischen System der Trägerflüssigkeit, ist reaktionsschnell und überaus dosiergenau. Basierend auf einer Applikationskarte, die den Pflanzenstatus enthält, und der GPS-Position, werden Ausbringvolumen, -zeitpunkt, -position und PSM-Art in einem ISOBUS-Terminal bestimmt und an ein Steuergerät weitergegeben, das die Dosiereinheit ansteuert. Neben der neuentwickelten Hardware und Steuerung werden erste Prüfstandergebnisse vorgestellt.

### Abstract

Field sprayers have nozzles which are mounted along a spray boom and distribute an agent-carrier liquid (usually water) together with a crop protection agent mixture. Since the nozzles only apply one crop protection agent mixture and often cannot be controlled individually, the distribution is not in line with demand and partially too few, too much or the non-optimal crop protection agent is applied. This paper presents a laboratory model of a newly developed high-speed dosing unit for mixing three crop protection agents with a carrier liquid, with which plants are treated individually and sprayed only with the required quantity of the crop protection agent. It works independently of the hydraulic system of the carrier liquid, is fast-reacting and extremely accurate in dosing. Based on an application map containing the crop status, GPS position, application volume, time, position, and type of crop protection agent required are stored in an ISOBUS terminal and passed on to a control unit that drives the dosing unit. In addition to the newly developed hardware and control system, initial test bench results are presented.

## 1 Einleitung

Für die Ausbringung von Pflanzenschutzmitteln (PSM) werden in der Landwirtschaft Feldspritzen eingesetzt. Sie verfügen über einen voluminösen Behälter, der hauptsächlich mit einer Trägerflüssigkeit gefüllt ist. Bei der Trägerflüssigkeit handelt es sich i. d. R. um Wasser. Der Trägerflüssigkeit sind die PSM in möglichst geringer, jedoch ausreichender Menge beigegeben. Spritzdüsen verteilen das PSM-Trägerflüssigkeit-Gemisch auf dem Acker. Diese Düsen sind in Abständen von z. B. etwa 25 cm zueinander längs zweier, seitlich hinausragender und insgesamt bis zu ca. 50 m langer Ausleger, die als Spritzgestänge bezeichnet werden, angebracht. Sind die Düsen nicht einzeln ansteuerbar oder kann gleichzeitig nur ein PSM-Gemisch appliziert werden, können die PSM in vielen Fällen nicht bedarfsgerecht aufgebracht werden. Das ist z. B. bei Kurvenfahrten der Fall, da sich die Düsen in Abhängigkeit ihrer Position auf dem Spritzgestänge mit verschiedenen Bahn-

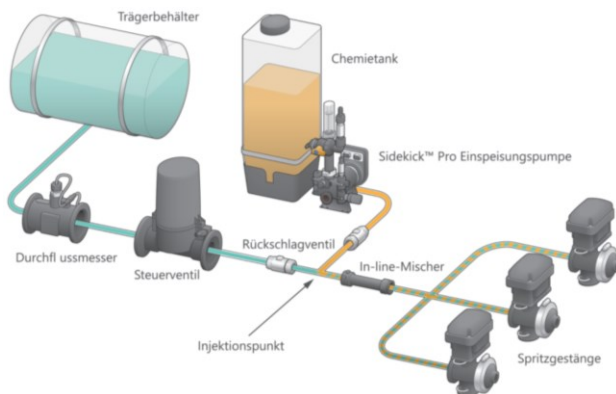
geschwindigkeiten bewegen. Weitere Beispiele sind das Auslassen von Fahrgassen, am Vorgewende und an Ackergrenzen. Jede nicht optimale PSM-Menge führt entweder zu Ernteeinbußen oder zu unnötigen Kontaminationen. Aus diesem Grund entwickelte die HOCHSCHULE DÜSSELDORF in Kooperation mit der UNIVERSITÄT BONN und der A. U. K. MÜLLER GMBH & CO. KG im Rahmen eines von EFRE.NRW geförderten Forschungsvorhabens eine High-Speed-Dosiereinheit zur gleichzeitigen, teilbreitengenauen und bedarfsgerechten Ausbringung von PSM sowie eine dazugehörige Steuerung. Das System ist für die Verwendung in einem weiten Bereich der Pflanzenschutztechnik ausgelegt, so dass seine Verwertung der Projektergebnisse in einem großen Produktsegment der Pflanzenschutztechnologie möglich wäre. Sämtliche dieser Ergebnisse werden im Folgenden vorgestellt. Sie umfassen einen neuentwickelten Dosierblock, den Aufbau und die Programmierung einer eigens dafür entwickelten Elektronik zur Ventilsteuerung, deren Einbindung in marktübliche, GPS-gesteuerte Fahrzeugterminals, den Aufbau eines Versuchsträgers und

die dazugehörigen ersten Versuchsergebnisse, welche die Funktionsfähigkeit der Neuentwicklungen belegen.

## 2 Stand der Technik

Die bedarfsgerechte Ausbringung von PSM steht im Fokus zahlreicher Arbeiten. BOSCH, AMAZONE und die HOCHSCHULE OSNABRÜCK entwickelten im Rahmen eines Forschungsvorhabens einen autonomen Feldroboter [1, 2]. Seine Plattform bietet eine Vielzahl an Anbaumöglichkeiten. Das System verfügt über zahlreiche Sensoren. Es ist in der Lage, Pflanzenarten mit einem Lichtgitter, Bodeneigenschaften über einen Sensorarm und den PSM-Bedarf mittels einer Kamera zu erfassen. Letzteres stellt die Basis für eine bedarfsgerechte Ausbringung von PSM dar.

Die Entwicklung eines Direkteinspeisungssystems zur PSM-Applikation ohne Verzögerungszeiten war Gegenstand eines weiteren Vorhabens unter Beteiligung des JULIUS KÜHN-INSTITUTS, der HERBERT DAMMANN GMBH und der RAVEN INDUSTRIES, INC.



**Bild 1** Einspeisesystem der RAVEN INDUSTRIES, INC. [3]

Die Arbeiten mündeten in einem System, mit dem verschiedene PSM mit hoher Genauigkeit und somit sparsam dosiert werden können. Zentrales Funktionselement ist dabei eine Kolbenpumpe, die für ein von der Flüssigkeitsviskosität und dem Spritzdruck unabhängiges und konstantes Pumpenvolumen sorgt. Ein Pumpendruck von maximal 10 barg ermöglicht die Einspeisung des PSM-Gemisches in die sich nahe am Gestänge befindende Druckleitung (Bild 1). Da unmittelbar in eine Mischleitung eingespeist wird ist kein Vormischen des PSM-Gemisches und der Trägerflüssigkeit erforderlich. Ferner wird PSM dadurch eingespart, dass keine Restflüssigkeiten entstehen, die durch Spülen entfernt werden müssen. Das System verfügt ferner über eine Remote-Funktion für die Kalibrierung und Einspeisung. Die Dosierbarkeit liegt je nach gewählter Kolbenpumpe bei 0,03 bis 1,15 bzw. 0,15 bis 6 l/min. [3]

WALGENBACH führt die Arbeiten von VONDRICKA [4] und HLOBEN [5] fort und stellt die Entwicklung einer Pflanzenschutzspritze mit einer Direkteinspeisungseinheit an jeder Düse vor, die er versuchstechnisch betrachtet. Ziel ist die Ausbringung verschiedener PSM mit geringen Restmengen im Online-Verfahren, bei dem Änderungen in Echtzeit erfolgen. Die entwickelte und untersuchte Direkteinspeisungseinheit besteht aus drei RRV® (Rapid Reaction Valve), einer Mischkammer, einer Spritzdüse sowie Druck-

und Temperatursensoren. Mit einem Prüfstand wurden der Durchfluss, die Dosiergenauigkeit, die PSM-Simulanz und die Temperaturentwicklung an den Ventilen betrachtet. Dabei stellte sich die exakte Dosierung als größte Herausforderung heraus. So betrug der Variationskoeffizient der mittleren Abweichung zwischen der auszubringenden und der ausgebrachten Menge in einem Versuch 7,34 %. Aufgrund dieser Abweichung ist mit dem aktuellen Aufbau keine Direkteinspeisung von PSM an der Düse sinnvoll, da die entsprechenden Herstellervorgaben nicht eingehalten werden und es zu einer Über- bzw. Unterdosierung kommen kann. Die festgestellte Abweichung könnte lt. WALGENBACH mittels einer Durchflussmessung am Einspeisungsventil geregelt werden. [6]

Aktuell auf dem Markt verfügbare Feldspritzen, wie die AMAZONE Pantera 4504, ermöglichen die separate Ansteuerung einzelner Teilbreiten des Spritzgestänges und mitunter auch jeder einzelnen Düse. Mittels eines Druck-Umlauf-Systems wird die gesamte Spritzleitung gefüllt. Damit werden unbehandelte Stellen auf dem Feld vermieden und PSM können sich nicht absetzen. Ein AMASELECT CURVECONTROL genanntes System verhindert eine Über- oder Unterdosierung von PSM bei Kurvenfahrten. Die Pakete AMASELECT ROW und SPOT ermöglichen die bedarfsgerechte Dosierung eines PSM-Gemisches. [7]

## 3 Dosiereinheit

### 3.1 Konstruktion und Funktionsweise

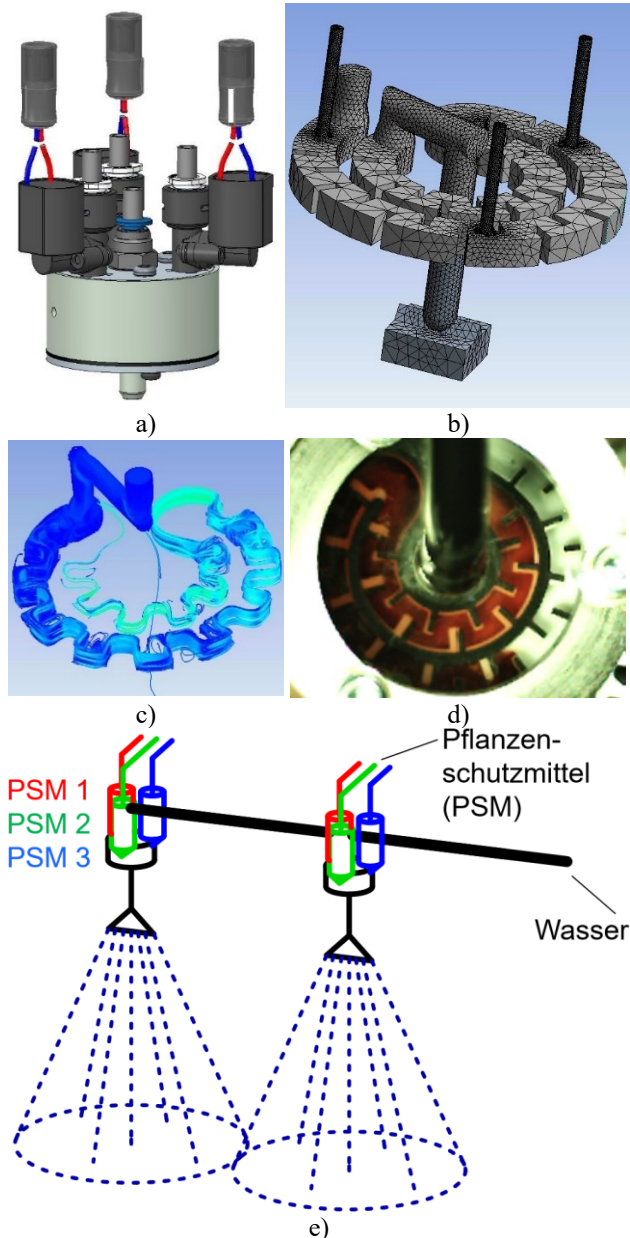
Zentrale Bauelemente der neuentwickelten Dosiereinheit sind drei Dosierventile, ein Mischblock und eine marktübliche Spritzdüse (Bild 2).

Den drei Dosierventilen werden drei PSM zugeführt. Bei den PSM kann es sich z. B. um ein Insektizid gegen schädliche Insekten, ein Herbizid gegen unerwünschtes, schädliches Beikraut und ein Fungizid gegen Pilzbefall handeln. Die Dosierventile sorgen dafür, dass der Mischkammer die richtige PSM-Menge zugeführt wird. Der Mischkammer, die Teil des Mischblocks ist, wird über einen weiteren Anschluss in ihrer Mitte die Trägerflüssigkeit zugeführt. Die Mischkammer hat die Aufgabe, eine ideale, homogene Durchmischung der PSM und der Trägerflüssigkeit auf dem zur Verfügung stehenden, begrenzten Raum zu gewährleisten. Ihre Geometrie wurde mit Hilfe transienter Strömungssimulationen unter Modellierung mehrerer verschiedener Fluide ermittelt und optimiert. Die Fertigung der sich daraus ergebenden, geometrisch komplex geformten Mischkammer erfolgte mit einem SLA-3D-Drucker. Das PSM-Wasser-Gemisch verlässt die Dosiereinheit über eine an ihrem unteren Ende angebrachte, handelsübliche Spritzdüse.

### 3.2 Erprobung der Dosiereinheit

Stand-alone-Erprobungen der neuentwickelten Dosiereinheit und ihrer Komponenten erfolgten an Kleinversuchsständen. Ein Ziel war die Untersuchung der Mischkammer hinsichtlich Durchflussmenge, Vermischung und

Druckverluste sowie der Dosiermenge der Ventile in Abhängigkeit von deren Ansteuerung.



**Bild 2** Dosiereinheit  
a) CAD-Gesamtmodell einer Dosiereinheit, b) CFD-Netz (Mischkammer, beispielhafte Darstellung), c) CFD-Simulation der Vermischung eines Pflanzenschutzmittels mit Wasser in einer Mischkammer, d) Versuchsergebnis ähnlich zu c), e) Darstellung des Funktionsprinzips

Um die Vermischung mittels Hochgeschwindigkeitskamera zu beobachten, verfügt der Mischblock über eine mittels CNC-Fräsen gefertigte Acrylglasplatte als obere Gegenplatte. Zur Sichtbarmachung der Vermischung wurde dem durchströmenden Wasser über die Ventile Lebensmittelfarbe anstelle eines PSM beigemischt. Zwei Drucksensoren ermöglichen die Messung und Regelung des Wasserdrucks. Die Versorgung der Ventile erfolgt mit einer Laborstromquelle und einem Frequenzgenerator, der den Öffnungs- bzw. Schließzyklus und damit die von der Öffnungsdauer abhängige Austrittsmenge festlegt. Zur

Aufzeichnung des Druckes, zur Ausgabe des Startsignals an die Ventile und zu deren zeitlichen Synchronisierung dient die Software LABVIEW.

Im Fall der ersten Versuchsreihe wurde die Mischkammer zunächst mit Druckluft ausgeblasen, um darin befindliche Wasserreste zu entfernen. Anschließend wurde an ihrem mittleren Anschluss Wasser mit einem mittleren Druck von etwa 0,97 barg zugeleitet. Die Dosierventile blieben dabei geschlossen. Die Auswertung der Wasserströmung anhand von Hochgeschwindigkeitskameraaufnahmen zeigt, dass es ca. 230 ms dauert, bis alle Lufteinschlüsse verdrängt und die Mischzone komplett mit Wasser gefüllt ist.

Zu Beginn der Versuche der zweiten Versuchsreihe strömte Wasser durch die Mischkammer. Anschließend wurde ein Ventil zugeschaltet, so dass Lebensmittelfarbe in die Mischzone gelangte. Die Farbe ist nach den ersten drei Rippen der Mischkammer noch sehr gerichtet und strömt mit einer höheren gebündelten Konzentration in der optimalen Strömungsrichtung. Nach der vierten Rippe verteilt sich die Farbe über die gesamte Breite der Mischzone, so dass keine Bündelung mehr erkennbar ist und eine weitestgehend homogene Mischung vorliegt. Aufgrund einer am Ventil festgestellten, für die bisherigen Versuche jedoch unbedeutenden Undichtigkeit, erfolgte eine Modifikation der ersten Ventilversion. Die weiteren Funktionsprüfungen erfolgten mit der zweiten Ventilversion.

Bei der dritten Versuchsreihe betrug der mittlere Wasserdruck 0,996 barg. Die Ventile wurden mit einem geringfügig höheren mittleren Druck i. H. v. 1,066 barg beaufschlagt, so dass die Lebensmittelfarbe auch bei kleinen Druckunterschieden in die Mischzone eintritt. Dabei wird die Farbe nicht nur vom Wasser in Richtung des Auslasses transportiert, sondern kann auch infolge des gerichteten Austrittsstrahls durch Masseverdrängung bis zur vorherigen Rippe gelangen. Nach ebenfalls etwa 230 ms hat die Lebensmittelfarbe die Mischzone verlassen.

Im Rahmen eines weiteren Versuches betrug der mittlere Wasserdruck etwa 2,017 barg, während das Ventil mit ca. 0,994 barg beaufschlagt wurde. Aufgrund des Druckunterschiedes gelangte keine Lebensmittelfarbe in die Mischkammer.

Die darauffolgenden Versuche wurden mit einem Wasserdruck i. H. v. etwa 0,982 barg und einem Ventildruck von ca. 3,115 barg durchgeführt. Wie erwartet, gelangte dabei eine größere Menge Lebensmittelfarbe in die Mischkammer als bei den vorhergehenden Versuchen.

Mit einem Dauertest wurden die hier beschriebenen Versuchsreihen abgeschlossen. Dabei betrugen der mittlere Wasserdruck 1,049 barg und der mittlere Ventildruck ca. 2,635 barg. Das Ventil wurde im 10 ms-Takt geöffnet und geschlossen. Dabei war erkennbar, dass die Konzentration der Lebensmittelfarbe mit der Taktfrequenz zunimmt.

Im Laufe des Vorhabens wurden die Dosierventile weiterentwickelt, so dass die Versuchsreihen zu deren Erprobung mit der dritten Ventilversion erfolgten. Sie sind bei Drücken von bis zu 5 barg dicht und ermöglichen eine präzisere Dosierung sowie eine größere Dosiermenge. Die Versuche erfolgten mit drei Drücken, vier Frequenzen und fünf



Medien (Tab. 1). Als Ersatz für das PSM diente ein Gemisch aus Glycerin und Wasser, mit dem Viskositäten von ca. 1 bis 1500 mPa s abbildbar sind. Dieser Viskositätsbereich entspricht demjenigen typischer PSM. Die Viskosität wurde mittels eines Fallkörperviskosimeters bestimmt. Die Ergebnisse zeigen, dass mit den Dosierventilen Mengen zwischen 0,3 und 353 g/min ausgebracht werden können.

**Tab. 1** Austrittsmassenstrom aus den Dosierventilen bei verschiedenen Drücken, Frequenzen und Glycerin-Wasser-Konzentrationen (Mittelwerte aus fünf Messungen)

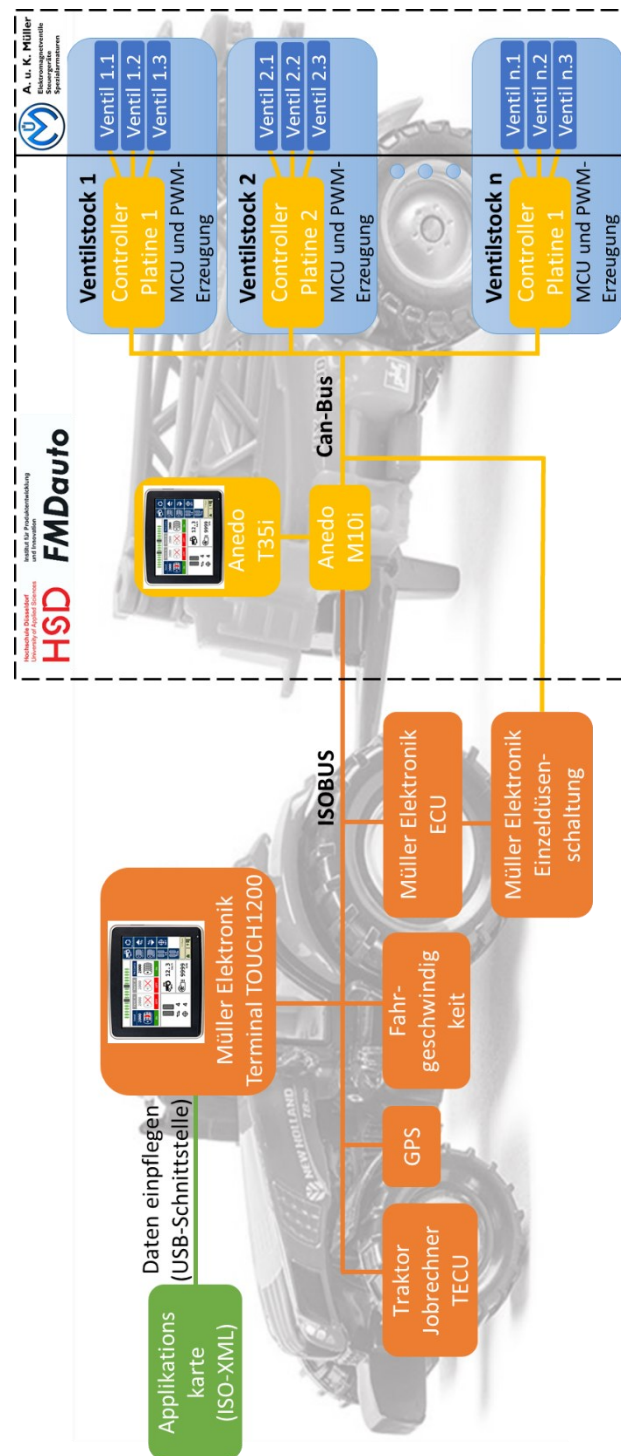
Druck [barg]	Frequenz [Hz]	Viskosität [mPa s]				
		1500	776	419	223	1
		100% Glycerin [g/min]	99% Glycerin [g/min]	95% Glycerin [g/min]	90% Glycerin [g/min]	0% Glycerin [g/min]
3	1	0,3	0,3	0,4	0,7	4,1
3	5	1,6	1,4	2,2	3,6	21,2
3	10	3,0	2,8	4,4	7,4	43,4
3	50	10,5	10,7	17,5	33,1	218,2
4	1	0,4	0,4	0,6	1,0	5,5
4	5	1,9	1,9	3,2	5,5	26,8
4	10	3,7	3,9	6,3	11,4	54,5
4	50	13,8	14,3	24,6	48,2	276,1
5	1	0,6	1,1	1,0	1,7	7,1
5	5	2,4	6,4	4,6	8,3	30,4
5	10	4,6	8,7	8,9	16,6	64,2
5	50	17,0	21,7	33,8	63,1	352,8

## 4 Steuerungs- und Regelsysteme

### 4.1 Konzept und Entwicklung

Die Basis für die Ansteuerung einer Dosiereinheit ist eine geografische Applikationskarte, die den Status der Pflanzen wiedergibt und z. B. mit Hilfe optischer Sensoren erstellt wird. Neben dem Status der Pflanzen werden dabei auch die dazugehörigen GPS-Positionen der Pflanzen bzw. Teilflächen, auf denen sie sich befinden, gespeichert. Die so erfassten Daten werden auf einem marktüblichen, GPS-gesteuerten ISOBUS-Terminal verarbeitet. Die daraus resultierenden Informationen über das Ausbringvolumen, den Ausbringzeitpunkt, die Ausbringposition und Art des PSMs werden über eine ISOBUS-Schnittstelle an das eigens dafür entwickelte Steuergerät, welches in ein CAN-Terminal integriert ist, gesendet. Dieses steuert letztlich die Dosiereinheiten an.

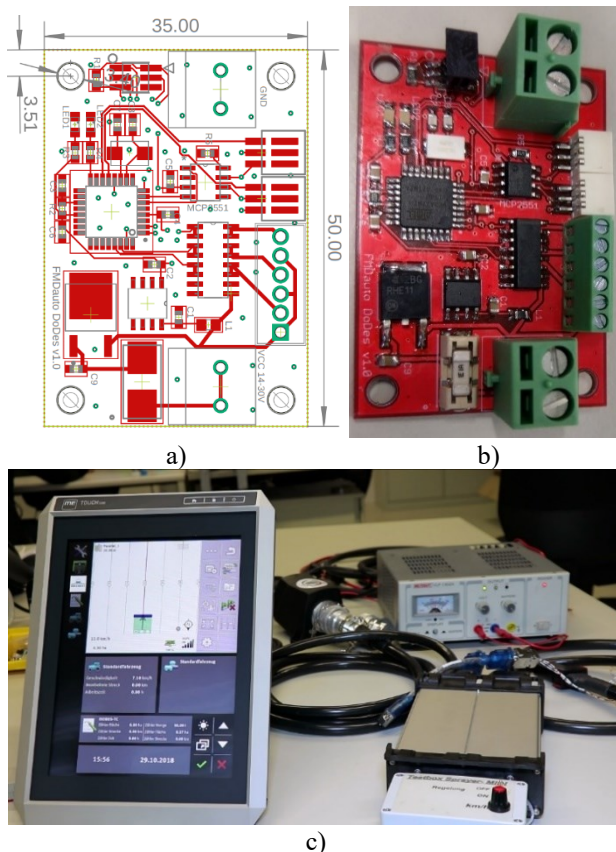
Das grundlegende Steuerungs- und Regelungskonzept ist in Bild 3 schematisch anhand eines Beispiels dargestellt. Es basiert auf der Grundidee, den bestehenden ISOBUS-Terminal der Firma MÜLLER ELEKTRONIK zu nutzen und durch eigene Ansteuerungs-Hard- und Software für die Ventilstöcke zu ergänzen, einschl. eines offenen elektronischen Steuergerätes für die Kommunikation mit dem CAN-Terminal von ANEDO.



**Bild 3** Konzept für die ISOBUS-Einbindung der Dosiereinheit

Der Grundidee folgend übernimmt die Steuerung der Dosiereinheit bzw. ihrer Ventile am Mischblock eine selbstentwickelte Platine (Bild 4). Auf ihr ist ein Microcontroller verbaut, welcher mittels der Programmiersprache C programmiert ist. Die Platine verarbeitet Befehle, die von einem elektronischen Steuergerät bzw. einer Electronic Control Unit (ECU) gesendet werden. Der Microcontroller öffnet und schließt die Ventile dann per Pulsweitenmodulation (PWM). Die Schnittstellen CANOPEN und RS232 sowie ein digitaler Ein-/Ausgang sorgen für die Kommunikation zwischen der Dosiereinheit und der ECU.





**Bild 4** Bestandteile der Steuerung und Regelung  
a) Schaltplan und b) Ausführung der selbstentwickelten Platine mit Microcontroller, c) ISOBUS-Terminal der Firma MÜLLER ELEKTRONIK

## 4.2 Erprobung

Für die Untersuchung der Kommunikation mittels eines J1939-Protokolls genügte ein einfacher Aufbau, bei dem ein mit einem J1939-Stack ausgestatteter Arduino UNO als Steuergerät fungiert. Der zur Ansteuerung der Dosiereinheit verwendete Mikrocontroller wurde dazu mit einem angepassten J1939-Stack versehen. Zum Mitschnitten und Darstellen der Kommunikation dienten ein CAN zu USB-Konverter und die Software PCAN-VIEW, zum Programmieren und Debuggen ein ATMEL-LCE.

Eine erfolgreiche Ansteuerung läuft dabei z. B. in der Weise ab, dass sich zunächst das Ventilsteuergerät mit einem Adress Claim am BUS anmeldet, woraufhin sich der Arduino einschaltet und ebenfalls anmeldet. Anschließend sendet der Arduino direkt hintereinander drei Nachrichten. Das Ventilsteuergerät bestätigt daraufhin diese Anfrage und sendet die drei empfangenen Daten zurück.

Die Ansteuerung der Ventile kann mit Hilfe einer Nachricht erfolgen. Alternativ kann jedes Ventil individuell eingestellt und geöffnet werden. Mittels PWM wurden die Ventile versuchsweise periodisch geöffnet und geschlossen, jedoch nicht gleichzeitig, sondern nacheinander, um Stromspitzen zu vermeiden. Die Ansteuerung der drei Ventile erfolgte für Zeiträume von 5 ms, 10 ms und 20 ms. Dies entspricht der Öffnungsdauer.

## 5 Erprobung am Rinnenprüfstand

Die Erprobung des aus der Dosiereinheit und der Elektronik bestehenden Gesamtsystems erfolgte auf einem Rinnenprüfstand (Bild 5). Es können insgesamt sieben mit einem Wasserdruck von ca. 10 barg beaufschlagte Mischblöcke angeschlossen werden. Die PSM befinden sich in drei mit den Mischblöcken verbundenen Behältern, wobei sie auch im vorliegenden Fall durch Lebensmittelfarben simuliert werden. Für den nötigen Förderdruck sorgt ein Luftkompressor, der einen Druck i. H. v. 15 barg erzeugt. An jeden dieser Behälter ist ein Verteilerblock angeschlossen, der das PSM zu jedem Ventil leitet.



**Bild 5** Rinnenprüfstand

Die ECU wurde zuerst in den Schaltschrank integriert und mittels der Software LABVIEW programmiert. Somit konnten damit nicht nur die Ventile sondern auch die Steuerungs- und Regelungssysteme des Prüfstandes angesprochen werden. Regelsysteme werden für einen konstanten Wasserdruck benötigt, um die Messungen und Versuche möglichst präzise durchzuführen. Diverse Druck- und Temperatursensoren nehmen während der Versuche die momentanen Drücke und Temperaturen auf, die von der ECU aufgezeichnet werden, so z. B. den Druck an jedem Mischblock. Auf das ISOBUS-Terminal wurde eine vereinfachte, eigenhändig erstellte Applikationskarte aufgespielt. Diese beinhaltet eine Feldkarte, in der die benötigten Ausbringtungen der PSM als Funktion der GPS Position und der jeweiligen Teilflächen eingetragen sind. Durch die Simulation des GPS Signals wurde die Fläche virtuell abgefahren. Sobald die Feldspritze über eine vordefinierte Teilfläche fuhr, passte sich die Ausbringtmenge automatisch an und das geforderte PSM bzw. Ventil wurde im geforderten Takt geöffnet. Bei der Überfahrt undefinierter Flächen wurde die Zufuhr von PSM durch Schließen des dazugehörigen Ventils automatisch gestoppt. Nach dem erfolgreichen Test wurde die ECU in das CAN-Terminal integriert. Dieses sollte fortan die Befehle des ISOBUS-Terminals verarbeiten. Für das CAN-Terminal wurde eine einfache grafische Benutzeroberfläche erstellt, welche die angeschlossenen PSM an den Ventilen des Mischblocks konfigurierbar macht. Damit wird dem CAN-Terminal mitgeteilt, an welchem Einzelventil des Mischblocks sich welches PSM befindet. Ebenfalls wurde die Reinigungsstrategie für die Mischblöcke dort hinterlegt.

Die Reinigung einer Feldspritze ist von besonderer Bedeutung. Sie muss zügig, sicher und wassersparend funktionieren. Aus diesem Grund erfolgte eine Untersuchung der

Reinigungseigenschaft der neuentwickelten Mischblöcke mit dem in Bild 5 gezeigten Rinnenprüfstand. Das PSM wurde während der Erprobung durch ein Wasser-Glyzerin-Gemisch simuliert, dem Fluoreszin als Indikator beigelegt war. Das gesamte System wurde nach dessen Erprobung abgeschaltet und ruhen gelassen, damit sich die Verschmutzung (Glyzerin + Fluoreszin) absetzen kann. Anschließend erfolgte für insgesamt 13 Minuten eine Spülung des Systems mit Frischwasser. In einem festen Intervall von 60 s wurden Proben entnommen und mittels eines Fluoreszenzspektrometers analysiert. Das Fluoreszenzspektrometer detektiert die emittierte Wellenlänge und Intensität des Glyzerin-Fluorescein-Gemisches im Reinigungswasser. Durch die Verwendung von Kontrollproben können die entnommenen Proben auf mg/ml umgerechnet werden. So ist im vorliegenden Fall eine emittierte Intensität von 41844 einem Glyzerin-Fluorescein-Anteil von 0,00043 mg pro ml zuzuordnen. Die letzte gemessene Intensität lag bei 9848 und damit außerhalb des durch die Kontrollproben abgedeckten Bereiches. Die Reinigung ohne Zugabe von Reinigungsmitteln kann somit, zumindest mit dem nachgebildeten PSM, als machbar eingestuft werden.

## 6 Zusammenfassung und Ausblick

In diesem Beitrag wurde eine neuentwickelte High-Speed-Dosiereinheit vorgestellt, mit der bis zu drei verschiedene PSM gleichzeitig, teilbreitengenau und somit bedarfsgerecht ausgebracht werden können. Damit ist es möglich, einzelne Sorten und Pflanzen individuell und lediglich mit der minimal benötigten PSM-Menge zu behandeln.

Die Dosiereinheit selbst besteht aus drei Dosierventilen, einem Mischblock und einer Düse. Sie ist herstellerunabhängig und kann in Feldspritzen integriert werden, die dem heutigen Stand der Technik entsprechen. Die Dosiereinheit arbeitet zudem unabhängig vom hydraulischen System der Trägerflüssigkeit der Feldspritze und zeichnet sich durch schnelle Reaktionszeiten sowie eine hohe Dosiergenauigkeit aus, wodurch eine Applikationsgenauigkeit im cm-Bereich erreicht werden kann.

Basis für die Ansteuerung der Dosiereinheit ist eine Applikationskarte. Neben dem Status der Pflanzen wird dabei auch die dazugehörige GPS-Position der Pflanze bzw. Teilfläche gespeichert. Die so erfassten Daten werden auf einem marktüblichen, GPS-gesteuerten ISOBUS-Terminal verarbeitet. Die daraus resultierenden Informationen über die Sollwerte für das Ausbringvolumen, den Ausbringzeitpunkt, die Ausbringposition und Art des PSM werden über eine ISOBUS-Schnittstelle an das eigens dafür entwickelte Steuergerät, welches in einem CAN-Terminal integriert ist, gesendet. Dieses steuert letztlich die Dosiereinheiten an. Versuchsergebnisse belegen die Funktionsfähigkeit des Systems. Die größte Herausforderung für seine Verbreitung in der Praxis ist das Zusatzgewicht, das insbesondere infolge der Anbringung mehrerer Dosiereinheiten entlang des Spritzgestänges auf diesem lastet. Hinzu kommt das Gewicht der mit PSM gefüllten Schläuche, die von dem jeweiligen, zentral auf der Pflanzenschutzspritze angebrachten größeren Behälter zu den Ventilen führen, oder das

Gewicht der mit PSM gefüllten, unmittelbar an den Dosiereinheiten angebrachten kleineren Behälter.

Aus Sicht der landwirtschaftlichen Praxis ist es zudem nach aktueller Gesetzgebung erforderlich, die Leitungen der Pflanzenschutzspritze nach dem Applizieren auf dem Feld zu spülen, um das potenziell toxische und umweltgefährdende PSM restlos zu entfernen. Im Fall der neuentwickelten High-Speed-Dosiereinheit gestaltet sich auch dies technisch aufwendiger. So müsste das restliche konzentrierte PSM aus den Schläuchen, die es zu den Ventilen führen, mit Wasser herausgespült werden.

Strengere Umweltauflagen, eine angepasste Gesetzgebung und technische Weiterentwicklungen der Spritzgestänge auf Basis innovativer Werkstoffe und Fertigungsverfahren, könnten in mittlerer Zukunft jedoch den praktischen Einsatz der High-Speed-Dosiereinheit fördern und erfordern.

## 7 Quellenangaben

- [1] Rahe, F.; Heitmeyer, K.; Biber, P.; Weiss, U.; Ruckelshausen, A.; Gremmes, H.; Klose, R.; Thiel, M.; Trautz, D.: *Erste Feldversuche mit dem autonomen Feldroboter BoniRob = First field experiments with the autonomous field scout BoniRob*. (Stand: 04.01.2022)  
<https://www.hs-osnabrueck.de/fileadmin/HSOS/Homepages/COALA/Veroeffentlichungen/2010-VDI-BoniRob.pdf>
- [2] N. N.: *Flyer BoniRob*. (Stand: 04.01.2022)  
<https://info.amazone.de/DisplayInfo.aspx?id=29415>
- [3] N. N.: Sidekick Pro™ Direkteinspeisung - Der Marktführer bei der Direkteinspeisung. (Stand: 05.01.2022)  
<https://de.ravenprecision.com/products/application-controls/sidekick-pro-direct-injection>
- [4] Vondricka, J.; Schulze Lammers, P. (2009): *Real-time controlled direct injection system for precision farming*. In: Precision Agriculture 10, S. 421-430
- [5] Hlobeň, P.: Study on the Response Time of Direct Injection Systems for Variable Rate Application of Herbicides. - Bonn, 2008. - Dissertation, Rheinische Friedrich-Wilhelms-Universität Bonn.  
Online-Ausgabe in bonndoc (Stand: 14.01.2022):  
<https://nbn-resolving.org/urn:nbn:de:hbz:5N-13059>
- [6] Walgenbach, M. (2014): *Aufbau und Untersuchung eines Versuchsträgers zur Direkteinspeisung an der Düse*. - Bonn, 2014. - Dissertation, Rheinische Friedrich-Wilhelms-Universität Bonn.  
Online-Ausgabe in bonndoc (Stand: 14.01.2022):  
<https://nbn-resolving.org/urn:nbn:de:hbz:5n-36786>
- [7] N. N.: Selbstfahrende Feldspritze Pantera 4504. (Stand: 06.01.2022)  
<https://amazone.de/de-de/produkte-digitale-loesungen/landtechnik/pflanzenschutztechnik/selbstfahrende-feldspritze/75868-75868/75904>

## Danksagung

**Dieses Vorhaben wurde aus Mitteln des Europäischen Fonds für regionale Entwicklung (EFRE) gefördert.**

# PV1000 – Interdisziplinäre Entwicklung eines Pandemie-Beatmungsgerätes

## PV1000 – Interdisciplinary development of a pandemic ventilator

Marian Walter<sup>1</sup>, Andre Stollenwerk<sup>2</sup>, Lutz Eckstein<sup>3</sup>, Stefan Kowalewski<sup>2</sup>, Steffen Leonhardt<sup>1</sup>, RWTH Aachen University, Medizinische Informationstechnik<sup>1</sup>, Lehrstuhl Informatik 11 - Embedded Software<sup>2</sup>, Institut für Kraftfahrzeuge<sup>3</sup>, 52074 Aachen, Deutschland, walter@hia.rwth-aachen.de

### Kurzfassung

Im März 2020 erreichten uns alle die schrecklichen Nachrichten aus Bergamo. Die Menschen standen Schlange vor den Krankenhäusern und hofften dort noch versorgt werden zu können. Zu diesem Zeitpunkt war nicht abzusehen wie sich der weitere Verlauf der Corona-Pandemie noch entwickeln würde und wie viele und welche Beatmungsgeräte noch benötigt werden würden. Unter diesem Eindruck formierten sich vielerorts Initiativen, die sich mit der Entwicklung eines Pandemie-Geeigneten Beatmungsgerätes befassten. So erfolgte auch der Startschuss des gemeinnützigen PV1000 Projektes ([www.pv1000.de](http://www.pv1000.de)) aus den Reihen vieler beteiligter Lehrstühle aus der RWTH Aachen. Neben den Lehrstühlen der Autoren beteiligten sich Kollegen aus den Bereichen der Kunststofftechnik, der Produktionstechnik, der Füge- und Schweißtechnik, der Medizintechnik sowie Ärzte aus dem Universitätsklinikum Aachen sowie Partner aus der Industrie.

Aus der klinischen Erfahrung wurde schnell klar, dass eine einfache „Luftpumpe“ zur Behandlung einer komplexen COVID-19 Erkrankung nicht ausreichen würde. In Anlehnung an Funktionsprinzipien etablierter Beatmungsgeräte wurde ein Konzept eines vollwertigen Intensiv-Beatmungsgerätes entwickelt. Soweit möglich wurde dabei auf industrielle Aktoren und Sensoren zurückgegriffen, aber für einige Komponenten (z.B. das Ausatemventil) war eine Eigenentwicklung notwendig. Für den integrierten Mechatronischen Entwurf der Funktionssteuerung wurde früh zunächst Modellbasiert, schnell auch an ersten Prototypen das gesamte Automatisierungskonzept von Prozeß-Steuerung bis hin zur Regelung der Aktoren in Matlab/Simulink entwickelt und direkt für die Embedded Hardware implementiert.

Auch für die Gestaltung und Umsetzung des User Interfaces orientierten wir uns an Geräten, deren Benutzung den Ärzten vertraut war. Es wurden verschiedenen Design-Varianten umgesetzt und in einer Nutzer-Evaluation optimiert.

Neben der rein technischen Umsetzung galt es zudem den regulatorischen Anforderungen gerecht zu werden. Auch in einer Pandemie-Ausnahmesituation muss ja sichergestellt werden, dass zum einen die Inverkehrbringung eines Medizinproduktes auf der Basis geltender Gesetze und Verordnungen erfolgen kann. Zum anderen gilt es in jedem Falle ein sicheres Gerät zu bauen und möglichen Schaden am Patienten durch Fehlfunktionen zu verhindern. Hierzu wurde ein Empfehlungskatalog für die grundlegenden Anforderungen an ein solches Pandemie-Beatmungsgerät sowie ein Geräte-Sicherheitskonzept erarbeitet und mit den zuständigen Behörden diskutiert.

Im Rahmen des Beitrags soll ausgehend von der medizinischen Anforderung das Vorgehen beim Bau eines Beatmungsgerätes vorgestellt werden. Es sollen die grundlegenden Anforderungen an ein solches Gerät dargestellt, verschiedene Realisierungsprinzipien betrachtet und das umgesetzte Gerät erklärt werden. Dabei soll aber nicht nur die technische Umsetzung, sondern auch der interdisziplinäre Entwicklungsansatz erläutert werden.



Bild 1: PV1000 Prototyp

# Loss and thermal model for an outer rotor flywheel storage

## Verlust- und Wärmemodell für einen Außenläufer-Schwungradspeicher

Panagiotis Mouratidis, Hendrik Gockel, Daniel Franz, Stephan Rinderknecht

Technical University of Darmstadt, Institute for Mechatronic Systems in Mechanical Engineering, 64287 Darmstadt, Germany  
rinderknecht@ims.tu-darmstadt.de

### Abstract

Thermal modelling facilitates an efficient design by identifying potential hot spots early in the development process. To enhance the development process of an outer rotor flywheel storage, a loss and thermal model is developed. The power loss model is mainly based on the iron and copper losses of the permanent magnet synchronous machine. The thermal model comprises a mesh of finite volume elements of hollow cylindrical shape. In order to validate the loss and thermal model for a given speed profile, the measured system response is compared with the simulated response. Additionally, the system behavior is simulated for angular speeds that are not yet achieved. Finally, the accuracy of the developed model and the advantages of model-based design are discussed.

### Kurzfassung

Die thermische Modellierung ermöglicht eine effiziente Auslegung von Systemen, indem potenzielle Hotspots frühzeitig im Prozess identifiziert werden. Um den Entwicklungsprozess eines Außenläufer-Schwungradspeichers zu verbessern, wird ein Verlust- und Wärmemodell entwickelt. Das Verlustmodell basiert primär auf den Eisen- und Kupferverlusten der antreibenden permanenterregten Synchronmaschine. Das thermische Modell wird als ein Netz aus finiten Volumenelemente in Form von Hohlzylindern aufgebaut. Um das Verlust- und Wärmemodell für ein festgelegtes Geschwindigkeitsprofil zu validieren, wird die reale Systemantwort mit dem simulierten verglichen. Zusätzlich wird das Systemverhalten für noch nicht erreichte Drehgeschwindigkeiten simuliert. Abschließend werden sowohl die Genauigkeit des entwickelten Modells als auch die Vorteile der modellbasierten Entwicklung diskutiert.

## 1 Introduction

The ability of flywheels to intermediately store mechanical energy makes them suitable to serve as energy buffers for a wide range of applications [1]. However, the power losses during the frequent acceleration and deceleration profiles challenge their thermal stability. The flywheel storage concerning this work is a prototype developed at Technical University of Darmstadt [2]. The rotating mass of the flywheel is designed as an outer rotor made of carbon fiber reinforced plastic in order to achieve a high moment of inertia. A three-phase permanent magnet synchronous machine (PMSM) accelerates and decelerates the rotor. The rotor is levitated through magnetic bearings and operated in vacuum to reduce air friction losses. Due to the lack of heat conduction with the stator and the negligible convection in high vacuum, the rotor can almost exclusively exchange heat through radiation. Modelling the power losses and the heat transfer along with the simulation of the system thermal response aids in the requirement analysis of the flywheel components.

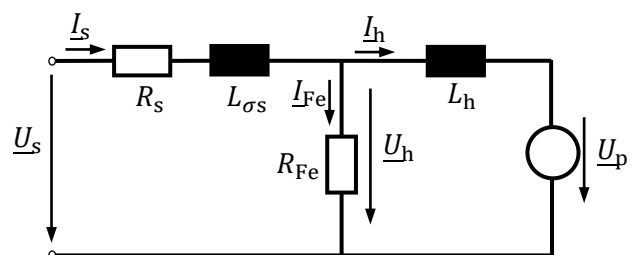
## 2 Power Loss Model

The power losses of the investigated flywheel storage predominantly arise in the permanent magnet synchronous machine. The PMSM power loss map over torque and rotational speed was measured in [3]. In the present work, an equivalent circuit approach is used to model the electric machine and the measured loss map is used to identify its parameters. The power losses in the stator windings, the stator iron as well as the rotor iron are calculated separately

and then introduced as individual heat sources in the thermal model. The equivalent circuit diagram of the three-phase PMSM is illustrated in **Figure 1**. The underlined currents and voltages denote space vectors that represent the combined effect of all three phases of the electric machine. Since the investigated outer rotor has a cylindrical form, pole saliency effects are neglected. The voltage  $\underline{U}_s$  excites the circuit causing the current  $\underline{I}_s$  to flow through the stator windings. The stator windings comprise the ohmic resistance  $R_s$ , the stray inductance  $L_{\sigma s}$  as well as the main inductance  $L_h$ . The resistance  $R_{Fe}$  models the iron losses. The superposition of rotor and stator magnetic fields induces the voltage  $\underline{U}_h$  to the stator windings. In steady state, the main voltage is the sum of the back electromotive force (EMF)  $\underline{U}_p$  induced by the rotor and the voltage drop on the main inductance that is proportional to the main current  $\underline{I}_h$ , as seen in Equation (1).

$$\underline{U}_h = j\omega_{el}L_h\underline{I}_h + \underline{U}_p \quad (1)$$

$$\underline{U}_p = j\omega_{el}\Psi_p \quad (2)$$



**Figure 1** Equivalent circuit diagram of the permanent magnet synchronous machine, currents and voltages represent three phase space vectors

The magnitude of the back EMF equals the product of the flux linkage of the permanent magnets with the stator windings per pole and phase  $\Psi_p$  and the (electrical) angular frequency of the rotating magnetic field  $\omega_{el}$ , as in Eq. (2).

## 2.1 Electromechanical model

In many cases the desired simulation input is the flywheel's angular frequency  $\omega_m$ . Nevertheless, the causal input to simulate an electric machine is the voltage (or the current) at the stator terminals. In order to derive the required stator current for the desired angular frequency, without using a feedback controller, the electromechanical model of the PMSM is introduced. The law of rotational motion, described by Equation (3), governs the relationship between the angular acceleration and the total torque  $\Sigma M$  acting on the flywheel, whereby  $\Theta$  denotes the flywheel's polar moment of inertia. The electromagnetic torque  $M_{el}$  of the PMSM is proportional to the quadrature component of main current  $I_{h,q}$ , the flux linkage and the number of pole pairs  $p$ , as described in Eq. (4). Furthermore, the relationship between electrical  $\omega_{el}$  and mechanical  $\omega_m$  angular frequency is governed by Eq. (5).

$$\Theta \dot{\omega}_m = \sum M \quad (3)$$

$$M_{el} = \frac{3}{2} p \Psi_p I_{h,q} \quad (4)$$

$$\omega_{el} = p \omega_m \quad (5)$$

The total torque required to accelerate the flywheel as in the speed profile is calculated by Eq. (3). Neglecting the windage losses in vacuum as well as the braking torque caused by the magnetic bearings,  $M_{el}$  is the only torque acting on the flywheel so that Eq. (4) determines the current  $I_{h,q}$ . Under field oriented control the direct current component  $I_{h,d}$  is set to zero. Nevertheless, in case a direct current component is needed, for instance due to encoderless control, it can be determined according to the inverter specification. The main current and the electrical frequency are determined by Eq. (4) and (5) respectively, hence the main voltage  $\underline{U}_h$  is calculated by Eq. (1). Subsequently, the current of the iron branch  $I_{Fe}$  is set. Finally, the stator current  $I_s$  is calculated by the nodal rule. The calculation sequence signifies a backward simulation, since the angular speed (physical output) is used to derive the excitation current (physical input). A fixed time step is used in the simulation; short enough to clearly observe the thermal dynamics, yet long enough to consider the electrical processes as quasistatic.

## 2.2 Copper Losses

The ohmic losses in the stator windings (copper losses) are proportional to the square of the stator current, as in Eq. (6).

$$P_{Cu} = \frac{3}{2} R_s |I_s|^2 \quad (6)$$

Since the flywheel fluctuates between different operating points, the temperature of the stator windings varies significantly. Therefore, the stator windings are modeled as a temperature dependent ohmic resistance. The change of

phase resistance  $R_s$  is proportional to the deviation of the stator windings temperature  $\vartheta_{Cu}$  from 20 °C, as in Eq. (7), where  $\alpha_{Cu}$  is the temperature coefficient of copper.

$$R_s = R_{s,20^\circ C} [1 + \alpha_{Cu} (\vartheta_{Cu} - 20^\circ C)] \quad (7)$$

## 2.3 Iron Losses

A time varying magnetic field in an iron core causes eddy currents that in turn generate ohmic losses. Moreover, the cyclic magnetization and demagnetization of the iron cause hysteresis losses. Hysteresis and eddy current losses sum up to the total iron losses. As depicted in the equivalent circuit of **Figure 1**, the iron losses are calculated by Eq. (8) with the aid of the equivalent iron resistance  $R_{Fe}$ , where excess eddy current losses as well as temperature effects on the iron losses are neglected. In Eq. (9), the iron resistance is divided into a constant part related to the eddy current losses  $R_{ed}$  and a frequency dependent part  $R_{hy} f_{el}/f_{el,N}$  corresponding to the hysteresis losses [4]. The nominal electrical frequency  $f_{el,N}$  can be freely defined within the operating range of the electric machine.

$$P_{Fe} = \frac{3}{2} R_{Fe} |I_{Fe}|^2 \quad (8)$$

$$\frac{1}{R_{Fe}} = \frac{1}{R_{ed}} + \frac{1}{R_{hy} f_{el}/f_{el,N}} \quad (9)$$

The resistances  $R_{ed}$  and  $R_{hy}$  are identified using the power loss map provided in [3]. The estimated iron resistance includes both the stator and rotor iron losses, as the identification method does not differentiate between them. However, the power losses in the rotor are required as a separate heat source in the thermal model. Since the rotor rotates synchronously with the fundamental component of the magnetic field, rotor losses are not caused by the fundamental, but by higher order harmonics. Nevertheless, an indirect dependency between the fundamental and the rotor losses still exists, hence the rotor losses can be approximated by an individual resistive branch supplied by the main voltage  $\underline{U}_h$ . In this work, the rotor losses calculated numerically in [2] are used to divide the iron resistance into  $R_{Fe,s}$  and  $R_{Fe,r}$  as in Eq. (10) that correspond to the stator and rotor iron losses respectively.

$$\frac{1}{R_{Fe}} = \frac{1}{R_{Fe,s}} + \frac{1}{R_{Fe,r}} \quad (10)$$

The temperature of the permanent magnets mounted on the rotor also varies during operation. The flux linkage caused by the permanent magnets decreases with increasing temperature in accordance with the material specific (negative) temperature coefficient of remanence  $\alpha_{PM}$ , as described in Eq. (11).

$$\Psi_p = \Psi_{p,20^\circ C} [1 + \alpha_{PM} (\vartheta_{PM} - 20^\circ C)] \quad (11)$$

The Samarium-Cobalt magnets mounted on the rotor's inner surface have a temperature coefficient of remanence close to -0.03 %/°C and a Curie temperature near 800 °C. Operating the rotor at 120 °C corresponds to a flux linkage and consequently power decrease of 3 % that is still acceptable provided that other materials like the carbon fibers are not impaired.

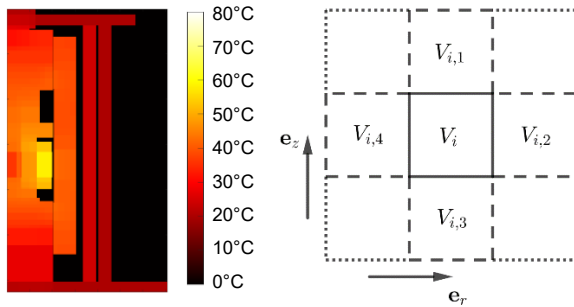


## 2.4 Active Magnetic Bearings

The loss model described so far focused on the losses of the PMSM, yet the losses in the Active Magnetic Bearings (AMBs) are also needed in the thermal model. Similar to the PMSM, the AMB losses are divided into copper and iron losses. The model follows the calculations done in [5]. The AMBs have a constant bias current of 6 A that results in constant ohmic losses of 115 W. The control currents of the AMBs are neglected since they are usually much smaller than the bias current. The iron losses in the AMB rotor part increase with the rotational speed, but since they are much smaller than the other losses, this dependency is neglected and constant losses of 2.3 W are assumed. The iron losses in the AMB stator part are even smaller and are neglected.

## 3 Thermal Model

The thermal behavior of the system is represented by a thermal network, which is derived by an algorithm that takes advantage of the approximate rotational symmetry of the flywheel. Its geometry is decomposed into finite volume elements of hollow cylindrical shape, which are assumed as thermal capacities. Elements conductively exchange heat via their corresponding thermal resistances. The heat transfer by thermal radiation is modelled by evaluating the Stefan-Boltzmann law, for a closed cavity with numerically evaluated view factors of the participating element surfaces. The described modelling approach leads to a system of nonlinear differential equations. The nonlinearity arises from the thermal radiation, whereas the heat conduction and the heat sources are linear. An exemplary temperature distribution calculated via the thermal network of the flywheel is presented in **Figure 2 (left)**.



**Figure 2 Left:** Heatmap of the flywheel's half axial cross section; **Right:** exemplary illustration of one volume element and its four bordering segments,  $e_r$  is the radial and  $e_z$  the axial unit vector

### 3.1 Conductive heat transfer

The solid bodies of the system are approximated as cylindrically and rotationally symmetric. Hence, they can be subdivided into hollow cylinders of different sizes, ensuring that the contact area between two touching cylinders are congruent, as shown in **Figure 2 (right)**. Under the mentioned assumptions, the heat diffusion equation

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{\rho c} [\lambda \nabla^2 T + q_v] \quad (12)$$

arises, where  $T$  is the temperature in Kelvin,  $\rho$  the density,  $c$  the specific thermal capacity,  $\lambda$  the thermal conductivity and

$q_v$  a volumetric heat source. This equation is integrated over the volume  $V_i$  of each hollow cylinder of the subdivision, each resulting in (13), where  $Q_i$  is the heat generated inside the segment, for instance due to the power losses.

$$\int_{V_i} \frac{\partial T}{\partial t} dV = \frac{1}{\rho_i c_i} \left[ \int_{V_i} \lambda \nabla^2 T dV + Q_i \right] \quad (13)$$

The right-hand side of this equation can be simplified using the divergence theorem. It is allowed to change the order of differentiation and integration on left-hand-side since the volume is constant. Further, multiplying (13) by the inverse volume  $1/V_i$  leads to (14), where  $C_i$  represents the segments thermal capacity and  $\vec{n}_A$  the normal vector of the outer border.

$$\frac{\partial}{\partial t} \left( \frac{1}{V_i} \int_{V_i} T dV \right) = \frac{1}{C_i} \left[ \int_{\partial V_i} \lambda \nabla T \cdot \vec{n}_A dA + Q_i \right] \quad (14)$$

The left-hand side of this equation can now be interpreted as the derivative of the volume's mean temperature  $\bar{T}_i$ , hence

$$\frac{\partial \bar{T}_i}{\partial t} = \frac{1}{C_i} \left( \underbrace{\int_{\partial V_i} \lambda \nabla T \cdot \vec{n}_A dA}_{Q_b} + Q_i \right). \quad (15)$$

Therefore, the variation of the mean temperature in respect to time is proportional to the heat flux through the volume borders  $Q_b$  and the inner heat source  $Q_i$ . As the gradients of the temperature  $T$  at the borders  $\partial V_i$  are unknown,  $Q_b$  is estimated using the mean temperatures  $\bar{T}_{(i,j)}$ ,  $j \in \{1,2,3,4\}$  of the four bordering segments  $V_{i,j}$  as well as the gradients of the one-dimensional radial temperature profile  $T_{\text{rad}}(r)$  in Eq. (16) and the axial profile  $T_{\text{ax}}(z)$  in Eq. (17) [6].

$$T_{\text{rad},x,y}(r) = (T_y - T_x) \cdot \frac{\ln(r/r_x)}{\ln(r_y/r_x)} + T_x \quad (16)$$

$$T_{\text{ax},x,y}(z) = (T_y - T_x) \cdot \frac{z - z_x}{z_y - z_x} + T_x \quad (17)$$

To evaluate the temperature gradients, a representative location of each segment is needed. Therefore, the temperature profiles are used to determine the radial and the axial position of the mean temperature of an arbitrary segment  $p$  using Eq. (18) and Eq. (19) respectively. The variables  $r_{\text{in},p}$  and  $r_{\text{out},p}$  in Eq. (18) denote the segment's radial dimensions, whereas  $z_{\text{up},p}$  and  $z_{\text{low},p}$  in Eq. (19) denote the segment's axial dimensions.

$$\bar{r}_p = r_{\text{in},p} \cdot e^{\frac{r_{\text{in},p} - r_{\text{out},p}}{r_{\text{out},p} - r_{\text{in},p}} \left( 1 + \ln \left( \frac{r_{\text{in},p}}{r_{\text{out},p}} \right) \right)} \quad (18)$$

$$\bar{z}_p = \frac{z_{\text{up},p} + z_{\text{low},p}}{2} \quad (19)$$

Considering two arbitrary touching segments  $p$  and  $q$ , with different thermal conductivity the temperature profile at the touching surface has a sharp edge and is therefore not differentiable. To work around this issue and being able to evaluate Equation (15), at least two boundary conditions have to be satisfied. The first one is the continuity of the heat flux density

$$\vec{q}_p = \vec{q}_q \quad (20)$$

with  $\vec{q}_i = -\lambda_i \nabla T_i$ . The second boundary condition is the assumption that there is no temperature step at touching segment borders. Using the boundary conditions, the segment mean temperatures and the corresponding locations, the heat flux density in axial and radial direction is calculated via Eq. (21) and Eq. (22) respectively.

$$q_{ax,p,q} = (\bar{T}_q - \bar{T}_p) \cdot \frac{\frac{\lambda_p \lambda_q}{\Delta l_{p,b} \Delta l_{p,q}}}{\frac{\lambda_p}{\Delta l_{p,b}} + \frac{\lambda_q}{\Delta l_{q,b}}} \quad (21)$$

$$q_{rad,p,q} = (\bar{T}_q - \bar{T}_p) \cdot \frac{\frac{\lambda_p \lambda_q}{\ln(r_b/\bar{r}_p) \ln(\bar{r}_q/r_b)}}{\frac{\lambda_p}{\ln(r_b/\bar{r}_p)} + \frac{\lambda_q}{\ln(\bar{r}_q/r_b)}} \quad (22)$$

Here  $\Delta l_{p,b}$  and  $\Delta l_{p,q}$  are the distances from the representative locations to the relevant touching surface and  $r_b$  is the radius of the touching surface. This solution is equivalent to a thermal network of layered bodies. Inserting (21) and (22) in (15) results in

$$\frac{\partial \bar{T}_i}{\partial t} = \frac{1}{C_i} \left[ \sum_{j=1}^4 \left( \frac{\bar{T}_{(i,j)} - \bar{T}_i}{R_{(i,j),b} + R_{b,(i,j)}} \right) + Q_i \right] \quad (23)$$

where  $R_{(i,j),b}$  is the thermal equivalent resistance from  $(\bar{r}_i, \bar{z}_i)$  to the border in direction of the  $j^{\text{th}}$  bordering segment, and  $R_{b,(i,j)}$  is the resistance from this border to  $(\bar{r}_j, \bar{z}_j)$ . Equation (23) represents a system of differential equations, which can be written as a matrix equation in the form of (24), where  $\mathbf{x}$  represents the vector of mean temperatures.

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A} \cdot \mathbf{x} + \mathbf{B} \cdot \mathbf{u} \quad (24)$$

### 3.2 Convective heat transfer

At two locations in the flywheel the heat transfer is dominated by convection. The first location is the flywheel's outer surface, where free convection of the ambient air cools the containment. Secondly, the stator's water cooling removes heat by forced convection. For the calculation of the heat transfer coefficient the configuration done in the experimental work is considered, i.e. the coolant temperature is regulated at 30 °C under a constant volumetric flow rate estimated at 25 l/min. Both mechanisms are modeled with a constant heat transfer coefficient. The coefficient of the free convection is assumed as 2 W/(m<sup>2</sup>K), whereas the coefficient of the forced convection is calculated as 4400 W/(m<sup>2</sup>K) using the geometry data of the cooling coil [7].

Convective heat transfer can be integrated in Eq. (23) by using the heat transfer coefficients to calculate the equivalent thermal resistance from the relevant segment surface to the bordering air or water.

### 3.3 Radiative heat transfer

In vacuum, the dominant heat transfer mechanism between the rotor and the stator is thermal radiation. Since the corresponding cavity is closed, a closed form nonlinear solution for the heat exchange between  $m$  participating

surfaces exists, which is derived in [8] and expressed as the matrix equation

$$\mathbf{Q}_s = \sigma \mathbf{S}_2 \cdot (\mathbf{S}_1^{-1} \cdot \mathbf{E} + \mathbf{I}) \cdot \mathbf{T}^{\odot 4}. \quad (25)$$

Here  $\mathbf{Q}_s$  is the vector of the heat transferred by the surfaces,  $\sigma$  is the Stefan-Boltzman constant,  $\mathbf{T}$  is the vector of surface temperatures, and  $\odot$  the Hadamard operator that denotes elementwise multiplication of matrices, in this case to the power of 4. The elements of  $\mathbf{S}_1$  are

$$s_{1,a,b} = \delta_{a,b} - (1 - \epsilon_a) F_{a,b} \quad (26)$$

where  $\delta_{a,b}$  is the Kronecker delta,  $\epsilon_a$  the emission coefficient and  $F_{a,b}$  the view factor between two surfaces. The matrix  $\mathbf{S}_2$  is defined as

$$\mathbf{S}_2 = \text{diag} \left( \frac{A_a \epsilon_a}{1 - \epsilon_a} \right) \quad (27)$$

where  $A_a$  is the surface area. The matrix  $\mathbf{E}$  is defined as

$$\mathbf{E} = \text{diag}(\epsilon_a). \quad (28)$$

By setting the surface temperatures  $\mathbf{T}$  to the segment mean temperatures  $\bar{\mathbf{T}}$  (i.e.  $\mathbf{x}$ ), multiplying by the inverse of its thermal capacity, and importing Eq. (25) to (24), results in the final differential equation that models the thermal behavior of the flywheel

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A} \cdot \mathbf{x} + \mathbf{B} \cdot \mathbf{u} + \mathbf{G} \cdot \mathbf{x}^{\odot 4}. \quad (29)$$

The view factors are defined by

$$F_{a,b} = \frac{1}{A_a \pi} \int_{A_a} \int_{A_b} \frac{\cos \beta_a \cos \beta_b}{r^2} dA_a dA_b \quad (30)$$

where  $\beta_a$  and  $\beta_b$  are the angles between the ray, that connects two points of each surface and the surface itself, and  $r$  is the distance between those points [6]. Although there are closed form solutions of Equation (30), these differ for each geometric configuration of the two participating surfaces. Thus, in this work, the view factors are calculated numerically. The results of the numeric integration are then fitted by using the algebraic constraints (31) and (32) of view factors such that there is a physically well-defined view factor matrix of the analyzed cavity.

$$\sum_{b=1}^m F_{a,b} = 1 \quad (31)$$

$$A_a F_{a,b} = A_b F_{b,a} \quad (32)$$

### 3.4 Rough Surfaces

The model considers surface roughness and possible manufacturing defects, i.e. only a portion of the surface of two adjacent components actually touch. It is assumed, that the share  $k$  of the common border surface  $A_{(i,j)}$  participates in conductive heat transfer, whereas the complementary share  $(1 - k)$  participates in radiative heat transfer. The radiative share, which is added to  $\mathbf{G}$ , is modeled as two infinite parallel surfaces exchanging heat, as in Eq. (33) [6]. The conductive share is considered when evaluating (23).

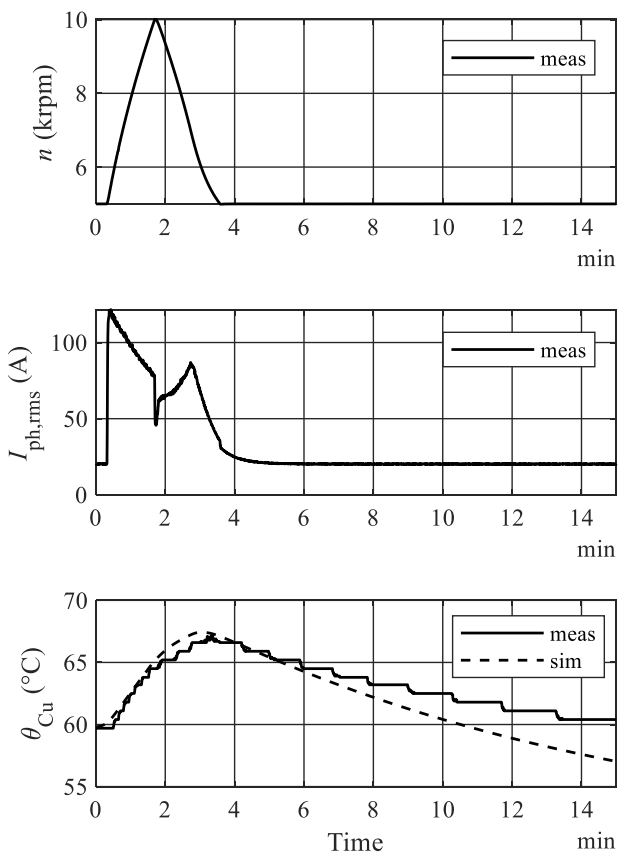
$$Q_{i,j} = \frac{(1 - k) A_{(i,j)} \sigma \epsilon_i \epsilon_{(i,j)} (\bar{T}_{(i,j)}^4 - \bar{T}_i^4)}{\epsilon_i + \epsilon_{(i,j)} - \epsilon_i \epsilon_{(i,j)}} \quad (33)$$

## 4 Simulation

The thermal response of the flywheel is simulated using the derived loss and thermal model. The simulation results are then compared with the winding overhang temperature of the electric machine. Moreover, the model is used to estimate the flywheel's thermal behavior for angular speeds that are not yet achieved.

### 4.1 Simulation and Measurement Results

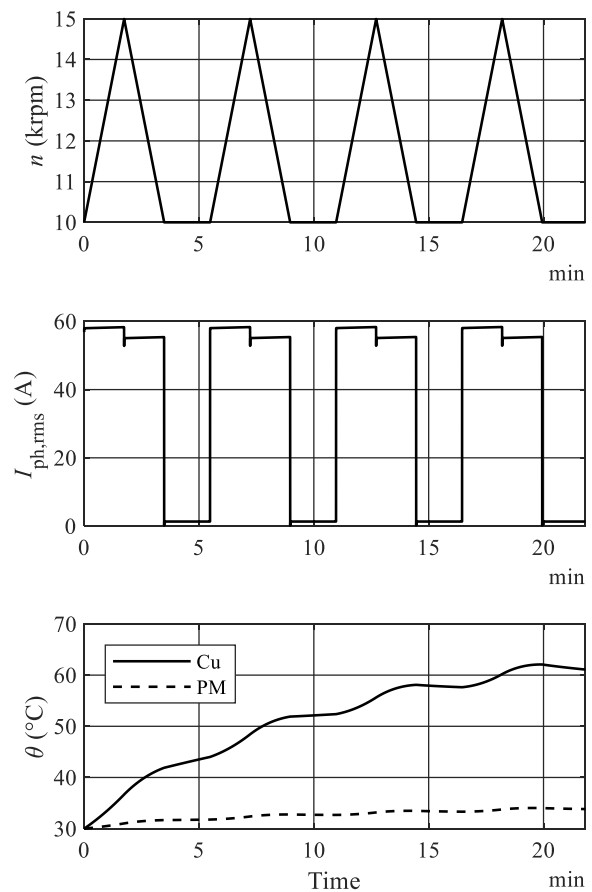
In order to validate the loss and the thermal model the measured and the simulated temperature response of the stator windings are presented in **Figure 3**. The temperature at the winding overhang along with the quadrature and direct component of the stator's current as well as the angular speed were recorded by the motor inverter. The angular speed is a periodic triangular profile, which consists of a  $6 \text{ rad/s}^2$  acceleration from 5 to 10 krpm, a subsequent deceleration to 5 krpm at the same rate, and an idle time of about 10 min. The measured phase current along with the angular frequency are fed into the loss and thermal model to calculate the winding temperature. **Figure 3** presents a single profile after the system reached steady state. The simulated winding temperature shows good accordance with the experimental results, though, the simulation shows a faster thermodynamic response than the real system. The normalized mean absolute error between the simulated and the measured winding temperature for the single profile of **Figure 3** is 2.24 %.



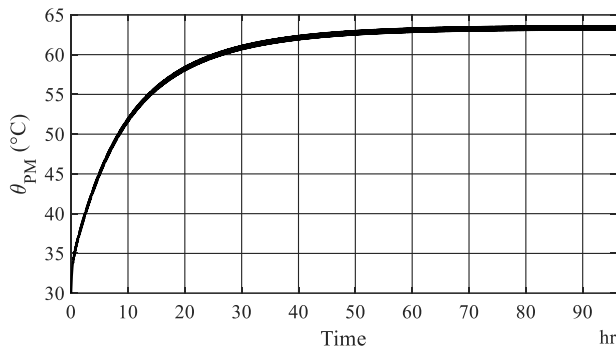
**Figure 3** Simulated and measured thermal response of the stator windings for a measured speed and current profile

### 4.2 Behavior at High Speed

The flywheel is operated up to 12 krpm. Nevertheless, its thermal response can be estimated for higher speeds employing the model. The response of the flywheel to a triangular speed profile composed of  $5 \text{ rad/s}^2$  acceleration from 10 to 15 krpm and a corresponding deceleration followed by an idle time of 2 min is presented in **Figure 4**. For an equal acceleration and deceleration time, the phase current is higher when accelerating than when decelerating, which demonstrates the typical behavior of a cycling energy storage. Energy conversion involves power losses, hence only a portion of the energy stored can be recovered. Furthermore, a certain current is required during the idle time to retain the rotor at constant speed, i.e., compensate for the no-load losses. The stator winding (Cu) exhibits a fast dynamic since it exchanges heat though conduction, whereas the rotor permanent magnets (PM) exhibit a considerably slower thermal response, since it exchanges heat only through radiation. **Figure 5** presents the rotor's thermal response to the same speed profile as that of **Figure 4**, though, repeated for 96 h. In **Figure 5** the temperature of the rotor approaches  $63^\circ\text{C}$  at steady state. A difference between the real and the simulated phase current of **Figure 3** and **Figure 4** should be noted; the real inverter injects a significant direct current component (due to the encoderless control) increasing the phase current. Since the direct current is not necessary in conventional control methods, it is set zero in the simulation.



**Figure 4** Simulated thermal response of the windings (Cu) and the rotor magnets (PM) to a triangular speed profile



**Figure 5** Simulated thermal response of the rotor permanent magnets to a triangular speed profile till steady state

## 5 Discussion

The described loss and thermal models involve assumptions and simplifications that affect their validity range. The power loss calculation is based on a lumped element circuit model. The power losses in the windings, the rotor iron and the stator iron stack are calculated with the aid of their equivalent resistances. The heat sources are then empirically allocated to the finite volume elements. A way to improve the accuracy of the loss model is to calculate the heat source distribution in space. The thermal model describes well hollow cylinders made up of a solid material, but requires adjustments on cylinders that include several materials. For the hollow cylinders that include part of the stator windings, a homogeneous specific heat capacity is assumed, which is the mean of the specific heat capacities of the involved materials, i.e. iron, epoxy resin and copper. Furthermore, for the hollow cylinders with windings, an anisotropic thermal conductivity that has a higher value on the axial than the radial direction is considered. However, the hollow cylinder approach reduces the number of finite elements that significantly decreases the computational effort compared to a three-dimensional finite element simulation.

The derived model is in accordance with experimental results only for a limited operating range. Moreover, only the temperature of the winding overhang was compared with the experimental results. Future studies could account for the temperature at several points of interest. Further, additional measurements can be pursued to validate the model at the high-speed range.

The model-based thermal design for flywheels exhibit several advantages. For instance, according to the simulation results of **Figure 5** the rotor temperature approaches 63 °C for a speed profile between 10 and 15 krpm. Therefore, the rotor materials should be designed such that they withstand the steady state temperature. With the exemption of rough surfaces, the parameters of the thermal model are derived by the system geometry and the material properties that are both known in advance to the flywheel manufacturer. Modified system dimensions or material properties can be considered by updating the model parameters. Given a new thermal design goal, the component dimensions and properties can be varied in an optimization algorithm, which uses the model to calculate

the heat flow. Furthermore, the aging effect of specific components can be investigated by varying the involved material properties and calculating the new heat flow. In general, the loss and thermal model facilitates thermal stress calculations including sensitivity analyses through the variation of design parameters. In this way hot spots are identified early in the development process, hence countermeasures concerning the heat dissipation and cooling can be investigated.

## 6 Summary

The heat dissipation in the investigated outer rotor flywheel mainly concerns the energy conversion losses of its electric machine. The heat sources are set by allocating the energy conversion losses in the rotor iron, the stator iron stack and the stator windings. Subsequently, the heat sources are introduced in the thermal model, which is a mesh of finite volume elements of hollow cylindrical shape. The simulated temperature response of the stator windings is compared with the measured response showing a normalized mean absolute error of 2.24 %. Additionally, the simulated temperature response for an acceleration profile between 10 and 15 krpm results in a steady state temperature of the rotor permanent magnets close to 63 °C. The temperature of the rotor permanent magnets is considered acceptable for the designated lifetime. In order to confirm the reliability of the model for several locations inside the flywheel as well as for a wider operating range, additional measurements can be pursued.

## Acknowledgement

This work was accomplished within the project KoREV-SMS 2 (grant number 03EI3000A) funded by the German Federal Ministry for Economic Affairs and Energy.

Supported by:



on the basis of a decision by the German Bundestag

## References

- [1] P. Mouratidis, M. Schneider, I. V. Genov and S. Rinderknecht, "Hybrider Energiespeicher-Prüfstand mit kombiniertem kinetischem und elektrochemischem Energiespeicher," in *VDI Mechatroniktagung*, Paderborn, DE, 2019.
- [2] M. Schneider, Ganzheitlicher modellbasierter Entwurf von kinetischen Energiespeichern in Außenläuferbauform, Technische Universität Darmstadt: Shaker Verlag, Düren, 2019.
- [3] M. Schneider and S. Rinderknecht, "System Loss Measurement of a Novel Outer Rotor Flywheel Energy Storage System," in *IEEE International Electric Machines & Drives Conference (IEMDC)*, San Diego, CA, USA, 2019.
- [4] D. Schröder, Elektrische Antriebe - Grundlagen, München: Springer Vieweg, 2017.
- [5] D. Franz, M. Richter, M. Schneider and S. Rinderknecht, "Homopolar Active Magnetic Bearing Design for Outer Rotor Kinetic Energy Storages," in *IEEE International Electric Machines & Drives Conference (IEMDC)*, San Diego, CA, USA, 2020.
- [6] N. Hannoschöck, Wärmeleitung und Transport, Berlin: Springer Vieweg, 2018.
- [7] Verein Deutscher Ingenieure (VDI), Wärmetlas, 11 ed., Berlin: Springer Vieweg, 2013.
- [8] H. Baehr and K. Stephan, Wärme und Stoffübertragung, Berlin: Springer Vieweg, 2016.

# Verbesserung der Ressourceneffizienz von Industrierobotern durch Redundanzausnutzung bei der Trajektorienoptimierung

## Improving the Resource Efficiency of Industrial Robots Through Exploitation of Redundancy within Trajectory Optimization

Florian Stuhlenmiller, Omar Elsarha, Debora Clever und Stephan Rinderknecht

Technische Universität Darmstadt, Institut für Mechatronische Systeme im Maschinenbau, 64287 Darmstadt, Deutschland, stuhlenmiller@ims.tu-darmstadt.de

### Kurzfassung

Die Nutzungsdauer und die benötigte elektrische Leistung beeinflussen die Ressourceneffizienz eines Industrieroboters. Um Energiebedarf und Lebensdauer gemeinsam zu verbessern wird eine multikriterielle Trajektorienoptimierung durchgeführt. Hierfür werden beide Kriterien anhand eines beispielhaften Roboters modelliert und ein Optimalsteuerproblem formuliert. Zudem werden die Auswirkungen der Ausnutzung von Redundanz für ein Robotersystem mit mehr Freiheitsgraden als für die Ausführung der Aufgabe erforderlich untersucht. Die Optimierungsergebnisse zeigen ein hohes Potenzial für die Minimierung des Energiebedarfs oder die Maximierung der Lebensdauer. Ein Vergleich optimaler Trajektorien ohne und mit Redundanzausnutzung zeigt, dass letztere deutlich höhere Verbesserungen einer Ausgangstrajektorie erzielen. Des Weiteren werden die ökonomischen und ökologischen Auswirkungen der Optimierung untersucht. So wird der Zielkonflikt zwischen Minimierung des Energiebedarfs und Maximierung der Lebensdauer in Lebenszykluskosten und Treibhauspotenzial ausgedrückt, um die Entscheidungsfindung des Nutzers zu unterstützen.

### Abstract

The service life and the required electrical power both impact the resource efficiency of an industrial robot. In order to improve energy consumption and service life in conjunction, a multi-criteria trajectory optimization is performed. To this end, both criteria are modeled using an exemplary robot and an optimal control problem is formulated. Furthermore, the impact of exploiting redundancy for a robotic system with more degrees of freedom than required to perform the task is investigated. The optimization results indicate a distinct potential in minimizing the energy consumption or maximizing the service life. A comparison of optimal trajectories without and with exploitation of redundancy shows that the latter achieve distinctly higher improvements of an initial trajectory. Furthermore, the economic and ecological impacts of the optimization are investigated. Thus, the conflict of interest between minimizing energy consumption and maximizing the service life in the multi-objective optimization is expressed in terms of life cycle costs and global warming potential to support the user's decision making.

## 1 Einleitung

Roboter werden aufgrund ihrer Vorteile für die Automatisierung und ihrer Flexibilität in der modernen Industrie immer häufiger eingesetzt. Gleichzeitig wird die Ressourceneffizienz aufgrund ansteigender Energiepreise und steigendem Umweltbewusstsein immer wichtiger. Aus diesem Grund wird die Reduzierung des Energiebedarfs von Robotersystemen beispielsweise in [4, 5, 8, 9] behandelt. Dabei wird die Nutzungsdauer eines Roboters, welche in der Regel mehrere Jahre umfasst in der Literatur im Zusammenhang mit der Minimierung des Energiebedarfs oftmals nicht direkt berücksichtigt. Im Gegensatz dazu finden sich in der Literatur Optimierungen der Trajektorie hinsichtlich der Lebensdauer der Gelenkgetriebe von Industrierobotern [6, 10, 15]. In diesen Veröffentlichungen erfolgt dabei allerdings keine Untersuchung der Auswirkungen auf den Energiebedarf. Eine kombinierte Optimierung der Trajektorie hinsichtlich des Energiebedarfs und der Lebensdauer in [13] zeigt ein hohes Optimierungspotenzial, allerdings weisen Ergebnisse einen Zielkonflikt zwischen minimalem Energiebedarf und maximaler Lebensdauer auf. Die-

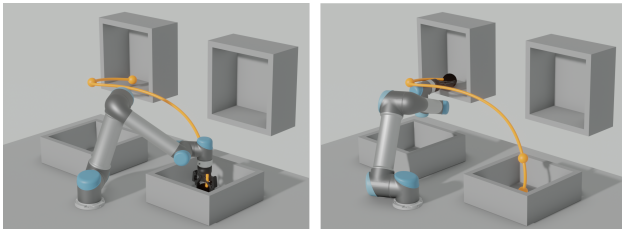
ser wird als erster Beitrag dieser Arbeit anhand einer Auswertung der Ressourceneffizienz weiter betrachtet. Hierfür wird die Abschätzung der Lebenszykluskosten anhand einer Lebenszykluskostenrechnung und der Umweltwirkungen anhand einer Ökobilanz in [12] verwendet. Dies ermöglicht die Abschätzung der ökonomischen und ökologischen Auswirkungen des Betriebs eines Industrieroboters als übergeordnetes Ziel der Trajektorienoptimierungen und zur Unterstützung der Entscheidungsfindung des Nutzers. Zudem wird die vorgeschlagene Ausnutzung von Redundanz auf die Minimierung des Energiebedarfs in [3] auf die kombinierte Optimierung von Energiebedarf und Lebensdauer angewandt und der Einfluss auf die Ressourceneffizienz untersucht. Redundanz kann bei robotischen Systemen ausgenutzt werden, wenn diese mehr Freiheitsgrade besitzen als für die Erfüllung der Aufgabe erforderlich ist. Für eine Aufgabe, die durch weniger als sechs Freiheitsgrade im Raum eindeutig spezifiziert ist, ergeben sich beispielsweise für einen Manipulator mit sechs Freiheitsgraden weitere Möglichkeiten der Optimierung. Als zweiter Beitrag werden Formulierungen zur Redundanzausnutzung



im Optimierungsproblem und der zugehörige Einfluss auf die Ressourceneffizienz untersucht. Die weitere Arbeit ist wie folgt gegliedert: In Abschnitt 2 werden die Systemdynamik, der Energiebedarf und die erwartete Lebensdauer eines exemplarischen Robotersystems modelliert. Basierend auf diesen Modellen wird in Abschnitt 3 die Formulierung einer Kostenfunktion für die Mehrzieloptimierung vorgestellt sowie die Anpassungen für die Redundanzausnutzung formuliert. Die Abschätzung der Ressourceneffizienz wird in Abschnitt 4 vorgestellt, während entsprechende Optimierungsergebnisse in Abschnitt 5 analysiert werden. Abschnitt 6 schließt die Arbeit ab und schlägt zukünftige Forschungsthemen vor.

## 2 Modellbildung

Ziel dieser Arbeit ist die Trajektorienoptimierung zur Verbesserung der Ressourceneffizienz von Industrierobotern. Als beispielhaftes System führt der Roboter *UR5* (Universal Robots A/S, Odense, Dänemark) die in Abbildung 1 dargestellte Handhabungsaufgabe durch. Dabei wird ein kugelförmiges Werkstück (WS) mit einer Masse von 1 kg von einer Ausgangsposition innerhalb von 3,5 s zu einem Ziel transportiert und im Anschluss erfolgt eine Rückwärtsbewegung zur Ausgangsposition ohne WS. Zudem werden jeweils 1 s reserviert für das Öffnen und Schließen des Greifers. Somit beträgt die Gesamtdauer der Trajektorie  $t_c = 9$  s. Im Folgenden werden in [12, 13] verwendete Modelle zur Abschätzung des Energiebedarfs und der Lebensdauer für diesen Manipulator kurz vorgestellt, wobei das generelle Vorgehen auf andere Robotersysteme übertragbar ist.



**Abbildung 1** Beispielhafte Handhabungsaufgabe: Transport einer schwarzen Kugel als Werkstück. Auf der linken Seite ist die Startposition und auf der rechten Seite die Zielposition dargestellt. Die Spur der Ausgangstrajektorie ist in orange dargestellt, während die programmierte Positionen und Zwischenziele durch orangefarbene Kugeln repräsentiert sind.

### 2.1 Dynamik

Der Modellierungsansatz basiert auf der Starrkörperdynamik des Manipulators. Dies führt zu den Bewegungsgleichungen

$$\mathbf{M}(\mathbf{q})\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{G}(\mathbf{q}) + \boldsymbol{\tau}_f = \mathbf{0} \quad (1)$$

mit den Gelenkwinkeln  $\mathbf{q}$  sowie den zugehörigen Geschwindigkeiten  $\dot{\mathbf{q}}$  und Beschleunigungen  $\ddot{\mathbf{q}}$ . Dabei stellt  $\mathbf{M}(\mathbf{q})$  die Trägheitsmatrix dar,  $\mathbf{C}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}}$  beschreibt Coriolis- und Zentripetalmomente, während  $\mathbf{G}(\mathbf{q})$  Gravita-

tionslasten berücksichtigt. Der Drehmomentvektor  $\boldsymbol{\tau}$  treibt die Robotergelenke an, wobei externe Kräfte oder Drehmomente in dieser Arbeit nicht berücksichtigt werden. Die Reibung in den Gelenken wird durch das Reibungsmoment  $\boldsymbol{\tau}_f$  berücksichtigt.

### 2.2 Abschätzung des Energiebedarfs

Der elektrische Energiebedarf kann auf der Grundlage der Systemdynamik und der elektrischen Eigenschaften der Aktoren bestimmt werden. Für bürstenlose Gleichstrommotoren und einem Getriebe mit dem Übersetzungsverhältnis  $i_g$  lässt sich der Motorstrom  $I$  aus dem entsprechenden Gelenkmoment anhand von

$$I = \frac{\tau}{i_g k_m} \quad (2)$$

berechnen, wobei  $k_m$  die Drehmomentkonstante ist und ein vereinfachtes, parametrisches Modell des Motors angenommen wird. Unter Berücksichtigung des Widerstandes  $R$ , der Induktivität  $L_m$  und der Drehzahlkonstante  $k_b$  kann die resultierende Motorspannung  $U$  durch

$$U = L_m \dot{I} + RI + k_b i_g \dot{q} \quad (3)$$

abgeschätzt werden. Die elektrische Energie, die während einer Trajektorie mit der Dauer  $t_c$  verbraucht wird, kann durch Integration der elektrischen Leistung für jedes Gelenk bestimmt werden. Der Energiebedarf eines seriellen Manipulators mit  $n$  Gelenken ergibt sich somit zu

$$E = \sum_{i=1}^n \int_0^{t_c} |U_i I_i| dt. \quad (4)$$

### 2.3 Abschätzung der Lebensdauer

Für die Abschätzung der Lebensdauer eines Roboters wird oft die Lebensdauer der Gelenkgetriebe als kritische Komponenten herangezogen, wobei die tatsächlichen Ausfallmechanismen je nach Komponente sehr vielfältig sein können [10, 15, 16]. In dem beispielhaften Roboter *UR5* werden Wellgetriebe verwendet und die entsprechende mittlere Lebensdauer  $L$  eines solchen Getriebes kann durch [7, 16]

$$L = \frac{T}{\int_0^{t_c} |\dot{q} \tau_0^3| dt} \quad (5)$$

abgeschätzt werden. Der konstante Parameter  $T = L_r \dot{q}_r \tau_r^3$  fasst dabei die Nennlebensdauer  $L_r$ , die Nenndrehzahl  $\dot{q}_r$  und das Nenndrehmoment  $\tau_r$  als charakteristische Größen des Getriebes zusammen. Dabei gibt der Getriebehersteller [7] das Nenndrehmoment  $\tau_r$  und das Drehmoment  $\tau_0$  bezogen auf die Abtriebsseite des Getriebes [7] an. Somit wirken sich das Reibungsmoment und die Rotorträgheit der Motoren  $\mathbf{J}_m$  nicht auf die Last aus und  $\tau_0$  wird bestimmt durch

$$\tau_0 = \boldsymbol{\tau} - \mathbf{J}_m \ddot{\mathbf{q}} - \boldsymbol{\tau}_f. \quad (6)$$

Die Modellierung der Zuverlässigkeit des Systems basierend auf einem seriellen Manipulator und der Getriebe in [12, 13] ermöglicht die Abschätzung der Lebensdauer des Roboters  $L_{10}$ . Dies entspricht der Nutzungsdauer bis eine Ausfallwahrscheinlichkeit von 10 % erreicht wird.

### 3 Trajektorienoptimierung

In dieser Arbeit wird die Optimierung von Energiebedarf und Lebensdauer als Optimalsteuerproblem

$$\min_{\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t)} J(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t)) \quad (7)$$

$$\text{so dass } \dot{\mathbf{x}} = \mathbf{f}(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t)) \quad (8)$$

$$\mathbf{c}_{\min} \leq \mathbf{c}(\mathbf{x}, \mathbf{u}, t) \leq \mathbf{c}_{\max} \quad (9)$$

$$\mathbf{b}_{\min} \leq \mathbf{b}(\mathbf{x}_0, t=0, \mathbf{x}_f, t=t_c) \leq \mathbf{b}_{\max} \quad (10)$$

formuliert. Dabei werden der Zustand  $\mathbf{x}(t)$  und die Steuerung  $\mathbf{u}(t)$  hinsichtlich der Minimierung der Zielfunktion  $J(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t))$  optimiert während die Systemdynamik  $\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{f}(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t))$ , weitere Nebenbedingungen  $\mathbf{c}$  und Randbedingungen  $\mathbf{b}$  berücksichtigt werden [2]. Die Trajektorien-dauer  $t_c$  wird im Rahmen dieser Arbeit konstant gehalten.

#### 3.1 Zielfunktion

Beim direkten Mehrschießverfahren [2] zur numerischen Formulierung des Optimalsteuerproblems werden der Zustand und die Steuerung mit  $d$  Knoten diskretisiert. Das Problem wird in CasADi [1] implementiert, wobei die algorithmische Differenzierung zur Bestimmung der Jacobi- und Hesse-Matrizen für IPOPT [14] als Solver verwendet wird. Eine Zielfunktion für die Optimierung von Energiebedarf und Lebensdauer wurde in [13] vorgestellt. Dabei erfolgt die Formulierung als gewichtete Summe mit dem Gewichtungsfaktor  $w$  zu

$$\hat{J} = w \frac{\hat{L}_s}{\hat{L}_{s, \text{initial}}} + (1-w) \frac{\hat{E}}{\hat{E}_{\text{initial}}} \quad (11)$$

Zur Verbesserung der numerischen Effizienz werden die vereinfachten Kriterien für den Energiebedarf  $\hat{E}$  und die Lebensdauer  $\hat{L}_s$  des Roboters verwendet. Zudem erfolgt eine Skalierung mit den Werten der Ausgangstrajektorie  $\hat{E}_{\text{initial}}$  und  $\hat{L}_{s, \text{initial}}$ .

Das vereinfachte Kriterium für den Energiebedarf lässt sich aus Gleichung (4) ableiten und ergibt sich zu

$$\hat{E} = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^d (U_{i,j} I_{i,j})^2 \quad (12)$$

Das vereinfachte Kriterium für die Lebensdauer lässt sich wie in [13] vorgeschlagen anhand der modellierten Zuverlässigkeit der Komponenten bzw. des seriellen Manipulators bestimmen. Numerische Vereinfachungen in [13] führen zu

$$\hat{L}_s = \sum_{i=1}^n \frac{1}{T_i^2} \sum_{j=1}^d (\dot{q}_{i,j} \tau_{o,i,j}^3)^2 \quad (13)$$

was in diesem Fall der Minimierung der Summe der Quadrate der inversen Lebensdauer aus Gleichung (5) entspricht.

#### 3.2 Rand- und Nebenbedingungen

Bei einem Optimalsteuerproblem wird mittels Gleichung (8) sichergestellt, dass Zustand und Steuerung die Systemdynamik berücksichtigen [2]. Dementsprechend er-

gibt die Zustandsraumdarstellung der Bewegungsgleichungen in Gleichung (1)

$$\dot{\mathbf{x}}_1 = \mathbf{x}_2 \quad (14)$$

$$\dot{\mathbf{x}}_2 = \mathbf{M}^{-1}(\mathbf{x}_1) (\mathbf{u} - \mathbf{C}(\mathbf{x}_1, \mathbf{x}_2) \mathbf{x}_2 - \mathbf{G}(\mathbf{x}_1) - \boldsymbol{\tau}_f) \quad (15)$$

mit dem Zustand  $\mathbf{x}_1 = \mathbf{q}$ ,  $\mathbf{x}_2 = \dot{\mathbf{q}}$  und der Steuerung  $\mathbf{u} = \boldsymbol{\tau}$ . Zusätzlich zu den dynamischen Beschränkungen werden die physikalischen Grenzen des Roboters und die Grenzen der Steuerung berücksichtigt, um eine zulässige Trajektorie zu generieren. Dabei werden die Beschränkungen

$$\begin{aligned} \text{Gelenkwinkel:} & \quad -\mathbf{q}_{\text{lim}} \leq \mathbf{q}(t) \leq \mathbf{q}_{\text{lim}}, \\ \text{Geschwindigkeit:} & \quad -\dot{\mathbf{q}}_{\text{lim}} \leq \dot{\mathbf{q}}(t) \leq \dot{\mathbf{q}}_{\text{lim}}, \\ \text{Beschleunigung:} & \quad -\ddot{\mathbf{q}}_{\text{lim}} \leq \ddot{\mathbf{q}}(t) \leq \ddot{\mathbf{q}}_{\text{lim}}, \\ \text{Ruck:} & \quad -\dddot{\mathbf{q}}_{\text{lim}} \leq \dddot{\mathbf{q}}(t) \leq \dddot{\mathbf{q}}_{\text{lim}} \end{aligned}$$

berücksichtigt. Selbstkollisionen und Hindernisse werden basierend auf den in [17] vorgestellten Methoden berücksichtigt. Dabei erlaubt eine Approximation der Roboter-geometrie durch  $m$  Kugeln die Berücksichtigung von Selbstkollisionen basierend auf der Lage der Kugelmittelpunkte  $s$  und dem entsprechenden Radius  $r$ . Um die statischen Hindernisse zu berücksichtigen, wird ein vorzeichenbehaftetes euklidisches Distanzfeld  $D$  berechnet. Dabei beschreibt  $D$  als Kennfeld die euklidische Distanz zum nächsten Hindernis für alle Punkte im kartesischen Raum und kann mit der Approximation durch Kugeln der Roboter-geometrie kombiniert werden, um

$$\text{Selbstkollisionen:} \quad \|\mathbf{s}_i(\mathbf{q}) - \mathbf{s}_j(\mathbf{q})\|_2 > r_i + r_j \quad \text{für } i, j = 1, \dots, m$$

$$\text{Umgebung:} \quad D(\mathbf{s}_i(\mathbf{q})) > r_i \quad \text{für } i = 1, \dots, m$$

in den Nebenbedingungen  $\mathbf{c}$  zu berücksichtigen.

Die Randbedingungen  $\mathbf{b}$  beinhalten die Gelenkwinkelkonfigurationen für den gewünschte Ausgangs- und Zielort des WS mittels

$$\text{Ausgangsconfiguration:} \quad \mathbf{q}(0) = \mathbf{q}_0 \quad (16)$$

$$\text{Endconfiguration:} \quad \mathbf{q}(t_c) = \mathbf{q}_f \quad (17)$$

Zudem erfolgt die Vorgabe der Gelenkwinkelgeschwindigkeit und -beschleunigung am Ausgangsort  $\dot{\mathbf{q}}(0) = \mathbf{0}$ ,  $\ddot{\mathbf{q}}(0) = \mathbf{0}$  und Zielort  $\dot{\mathbf{q}}(t_c) = \mathbf{0}$ ,  $\ddot{\mathbf{q}}(t_c) = \mathbf{0}$ , so dass die Bewegung aus einem Stillstand heraus beginnt und am Ziel zu einem Stillstand kommt.

#### 3.3 Redundanzausnutzung

Redundanz kann beispielsweise bei einem seriellen Manipulator mit sieben Gelenken ausgenutzt werden um die optimale Wahl der Gelenkwinkelkonfiguration an Ausgangs- und Zielort zu ermöglichen. Da der UR5 sechs Gelenke besitzt, kann dies nicht weiter verfolgt werden. Stattdessen wird die exemplarische Handhabungsaufgabe weiter betrachtet. Dabei erfolgt bei der Programmierung üblicherweise die Vorgabe der Position und Orientierung sowie die zugehörige Gelenkwinkelkonfiguration am Ausgangs- und Zielort. Das kugelförmige WS kann allerdings aus beliebigen Orientierungen gegriffen werden, sofern diese frei

von Kollisionen sind. Somit ist für die Durchführung der Aufgabe nur die Einhaltung der Position im kartesischen Raum erforderlich und die Orientierung des Greifers an Ausgangs- und Zielort kann optimiert werden. Entsprechend kann Redundanz durch Anpassung der Randbedingungen in Gleichungen (16) und (17) zu

$$\text{Ausgangspunkt: } \mathbf{p}_0 = \mathbf{H}(\mathbf{q}(0)) [0 \ 0 \ 0 \ 1]^T \quad (18)$$

$$\text{Endpunkt: } \mathbf{p}_f = \mathbf{H}(\mathbf{q}(t_c)) [0 \ 0 \ 0 \ 1]^T \quad (19)$$

ausgenutzt werden. Dabei beschreiben  $\mathbf{p}_0$  und  $\mathbf{p}_f$  die gewünschten Positionen der Handhabungsaufgabe und  $\mathbf{H}(\mathbf{q})$  die Vorwärtskinematik des seriellen Manipulators in Bezug zum Werkzeugmittelpunkt als homogene Transformationsmatrix basierend auf der Denavit-Hartenberg Konvention [11].

## 4 Ressourceneffizienz

Allgemein beschreibt die Effizienz das Verhältnis von Nutzen zum Gesamtaufwand. Im Rahmen dieser Arbeit erfolgt die Beurteilung der Ressourceneffizienz anhand ökonomischer und ökologischer Kriterien aus Sicht des Nutzers des Roboters. Hierfür wird auf die in [12] vorgestellte Abschätzung von Lebenszykluskosten und Umweltwirkungen für den Roboter UR5 zurückgegriffen.

Für die Handhabungsaufgabe fallen dabei Kosten und Umweltwirkungen durch die Anschaffung bzw. Herstellung des Roboters an und während der Nutzungsphase wird elektrische Energie benötigt. Die in [12] abgeschätzten Kosten und das Treibhauspotenzial in CO<sub>2</sub>-Äquivalenten (Äq.) aus einer Ökobilanz in sind in Tabelle 1 aufgeführt. Dadurch lassen sich für die Nutzungsdauer  $t_o$  die Gesamtkosten pro transportiertem WS  $o$  durch

$$o = o_a \frac{t_c}{t_o} + o_e E \quad (20)$$

mit den Anschaffungskosten  $o_a$  und den Stromkosten  $o_e$  abschätzen. Die Abschätzung der Umweltwirkungen pro transportiertem WS  $e$  erfolgt anhand des Einflusses der Herstellung  $e_a$  und des Emissionsfaktors in Abhängigkeit des Strommixes  $e_e$  durch

$$e = e_a \frac{t_c}{t_o} + e_e E. \quad (21)$$

Somit können Kosten und Umweltwirkungen pro transportiertem WS sowohl durch eine Verringerung des Energiebedarfs als auch durch eine Erhöhung der Nutzungsdauer reduziert werden. Dies ermöglicht die Beurteilung des Einflusses der Trajektorienoptimierung auf die Ressourceneffizienz im nächsten Abschnitt. Eine weitere Möglichkeit zur Erhöhung des Nutzens besteht in der Reduzierung der

**Tabelle 1** Übersicht der Beiträge zu Kosten und Umweltwirkungen aus [12]

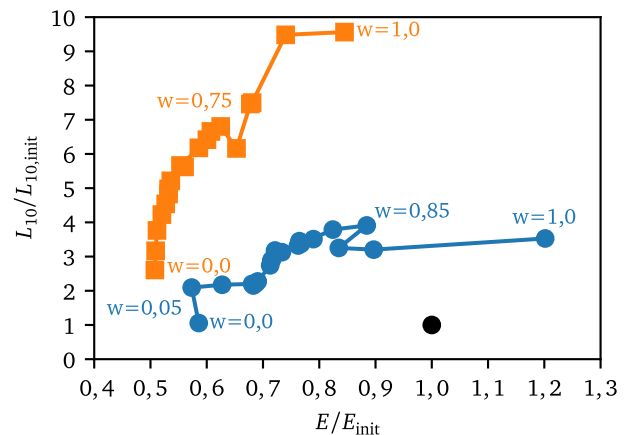
<b>Anschaffung</b> ( $o_a$ )	<b>Stromkosten</b> ( $o_e$ )
35 000€	0,186€/kWh
<b>Herstellung</b> ( $e_a$ )	<b>Faktor Strommix</b> ( $e_e$ )
462,2kg CO <sub>2</sub> -Äq.	0,5459kg/kWh CO <sub>2</sub> -Äq.

Trajektoriendauer, wird aber im Folgenden nicht weiter betrachtet.

## 5 Auswertung

Das vorgestellte Optimalsteuerproblem wird für steigende Gewichtungen von  $w = 0$  bis  $w = 1$  in Inkrementen von  $\Delta w = 0,05$  gelöst. Da sich nach Ablegen des WS die Systemdynamik ändert, werden für die Vorwärts- und Rückwärtsbewegung individuelle Optimierungen durchgeführt und anschließend die Trajektorien mit den selben Gewichtungen zusammengeführt. Dies erfolgt einmal ohne Redundanzausnutzung mit den Randbedingungen in Gleichungen (16) und (17) und einmal mit Redundanzausnutzung und den Randbedingungen in Gleichungen (18) und (19). Die Ergebnisse der Optimierung sind in Abbildung 4 dargestellt, wobei die Lebensdauer  $L_{10}$  und der Energiebedarf  $E$  jeweils auf die Ausgangstrajektorie normiert sind. Die Optimierungsergebnisse ohne Redundanzausnutzung in blau erzielen dabei deutliche Verbesserungen des Energiebedarfs für  $w = 0,05$  auf 0,57 und der Lebensdauer auf 3,91 für  $w = 0,85$  im Vergleich zur Ausgangstrajektorie. Redundanzausnutzung reduziert den Energiebedarf auf 0,51 für  $w = 0,0$  und erhöht die Lebensdauer auf 9,56 für  $w = 1,0$ . Somit ermöglicht die Redundanzausnutzung deutlich höhere Verbesserungen beider Kriterien. Beide Varianten weisen einen nicht kontinuierlich steigenden Verlauf der Ergebnisse für sich erhöhende Gewichtungen  $w$  auf, welcher sich auf die durchgeführten Vereinfachungen der Zielfunktionen sowie auf lokale Minima des gradientenbasierten Optimierungsverfahren zurückführen lässt. Zudem ist ein Zielkonflikt zwischen Minimierung des Energiebedarfs und Maximierung der Lebensdauer zu erkennen.

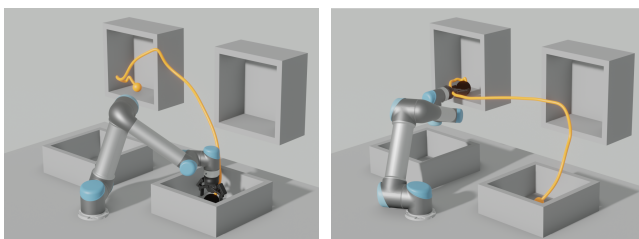
- Optimierungsergebnisse mit Redundanzausnutzung
- Optimierungsergebnisse ohne Redundanzausnutzung
- Ausgangstrajektorie



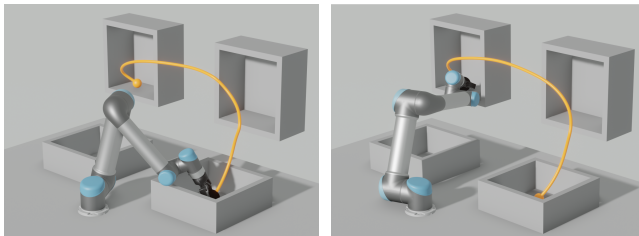
**Abbildung 2** Vergleich der Optimierungsergebnisse für Gewichtungen  $w$  zwischen  $w = 0$  und  $w = 1$  mit und ohne Redundanzausnutzung. Energiebedarf und Lebensdauer sind normiert mit der Ausgangstrajektorie.

Die Spuren für die Trajektorien mit der höchsten Verbesserung der Lebensdauer ohne bzw. mit Redundanzausnutzung sind in Abbildung 3 dargestellt. Dabei sind jeweils in der linken Seite die Vorwärtsbewegung und in der rechten Seite die darauffolgende Rückwärtsbewegung abgebildet. Die deutlich höheren Verbesserungen bei der Ausnutzung von Redundanz lassen sich auf die zusätzliche Optimierung der Orientierung des Werkzeugmittelpunkts zurückführen. Diese sind anhand eines Vergleichs der Roboterposen zwischen Abbildung 3a und Abbildung 3b deutlich zu erkennen. Die gefundenen Lösungen führen dabei beispielsweise zu einer Verringerung der Gelenkwinkeldifferenz zwischen Ausgangs- und Zielort. Entsprechend verringert sich die Gelenkwinkelgeschwindigkeit und es verbessern sich Energiebedarf und Lebensdauer basierend auf Gleichung (4) und Gleichung (5).

Der Zielkonflikt zwischen minimalem Energiebedarf und maximaler Lebensdauer wird durch eine Auswertung der Kosten und Umweltwirkungen pro transportiertem Werkstück genauer betrachtet. Hierfür wird angenommen, dass das System bis Erreichen der Roboterlebensdauer  $L_{10}$  betrieben wird, so dass für die Evaluation der jeweiligen Trajektorie  $t_o = L_{10}$  in Gleichungen (20) und (21) verwendet wird. Die entsprechenden Kosten und Umweltwirkungen pro transportiertem Werkstück sind in Abbildung 4 für die Optimierungsergebnisse aus Abbildung 2 dargestellt. Die Optimierungsergebnisse spiegeln sich in den Kosten und Umweltwirkungen wieder, wobei im Vergleich zur Ausgangstrajektorie deutliche Verbesserungen zu erkennen sind, vor allem bei Redundanzausnutzung. Hinsichtlich der Kosten in der linken Seite von Abbildung 4 treten dabei die geringsten Werte für die Trajektorien auf, die zur höchsten Lebensdauer führen. Grund hierfür sind die hohen Anschaffungskosten im Vergleich zu geringen Aufwendungen für den elektrischen Energiebedarf. Entsprechend sinken



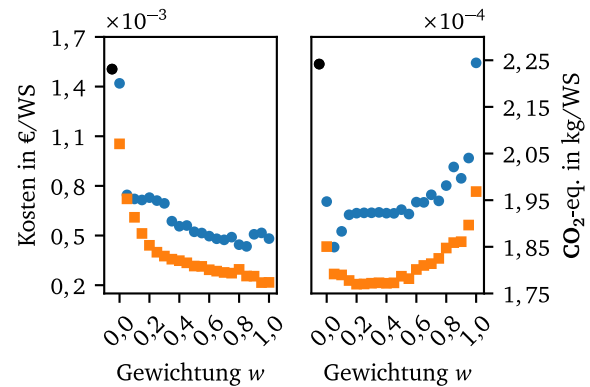
(a) Spur für die Optimierung mit  $w = 0,85$  ohne Redundanzausnutzung



(b) Spur für die Optimierung mit  $w = 1,0$  mit Redundanzausnutzung

**Abbildung 3** Spur ausgewählter Optimierungsergebnisse für die Vorwärts- und Rückwärtsbewegung in der linken bzw. rechten Seite.

- Optimierungsergebnisse mit Redundanzausnutzung
- Optimierungsergebnisse ohne Redundanzausnutzung
- Ausgangstrajektorie



**Abbildung 4** In der linken Seite sind die Kosten und in der rechten Seite das Treibhauspotenzial pro transportiertem Werkstück für die Ergebnisse der Trajektorienoptimierung und Gewichtungen  $w$  zwischen  $w = 0,0$  und  $w = 1,0$  dargestellt.

die Kosten pro WS umso mehr Bewegungen durchgeführt werden. Hinsichtlich des ökologischen Einflusses weist das Optimierungsergebnis für  $w = 0.2$  das geringste Treibhauspotential auf, wie in der rechten Seite von Abbildung 4 zu erkennen ist. Dies lässt sich auf einen im Vergleich zur Herstellung des Roboters deutlich höheren Emissionsfaktor des Strommixes zurückführen. Hierbei ist zu beachten, dass von einem konstanten Wert ausgegangen wird und beispielsweise Verringerungen des Emissionsfaktors aufgrund eines steigenden Anteils an erneuerbaren Energien in den präsentierten Ergebnissen nicht berücksichtigt sind. Anhand der Kosten und des Treibhauspotentials pro transportiertem WS für die verschiedenen Optimierungsergebnisse in Abbildung 4 ist zu erkennen, dass der Zielkonflikt zwischen minimalem Energiebedarf und maximaler Lebensdauer nur für eines der beiden Kriterien gelöst wird. Stattdessen tritt nun ein Zielkonflikt zwischen Kosten und Umweltwirkungen auf. Dabei sind die beiden letzteren Kriterien für einen Nutzer hinsichtlich des Entscheidungsprozesses hilfreicher als Verbesserungen von Energiebedarf und Lebensdauer des Roboters.

## 6 Zusammenfassung

Diese Arbeit untersucht den Einfluss der Redundanzausnutzung bei der Trajektorienoptimierung auf die Ressourceneffizienz des Betriebs eines Industrieroboters. Dazu werden typische Modellierungsansätze für den Energiebedarf mit einer Vorhersage der Lebensdauer der Gelenkgetriebe kombiniert. Eine gewichtete Summe führt beide Kriterien für die Trajektorienoptimierung zusammen und es erfolgt die Formulierung eines entsprechenden Optimalsteuerproblems. Hierfür wird eine beispielhafte Handhabungsaufgabe untersucht, wofür in der Regel Position und Orientierung durch den Roboterprogrammierer vorgegeben wird. Da ein kugelförmiges WS aus beliebigen Orientierungen gegriffen werden kann, erweitert dies die Optimie-

rungsmöglichkeiten durch die Anpassung der Randbedingungen und ermöglicht somit die Redundanzausnutzung. Die Analyse der Optimierungsergebnisse zeigt ein hohes Verbesserungspotenzial im Vergleich zu der Ausgangstrajektorie, sowohl hinsichtlich des Energiebedarfs als auch der Lebensdauer. Dabei können durch Redundanzausnutzung deutlich höhere Verbesserungen erzielt werden. Vor allem hinsichtlich der relativen Lebensdauer ermöglicht dies eine weitere Steigerung von 3,91 zu 9,56 im Vergleich zur Ausgangstrajektorie. Dies wird durch eine optimale Wahl der Orientierung des Werkzeugmittelpunkts erreicht. Dabei weisen sowohl die Optimierungsergebnisse ohne und mit Redundanzausnutzung einen Zielkonflikt zwischen minimalem Energiebedarf und maximaler Lebensdauer auf. Um diesen weiter zu analysieren werden Lebenszykluskosten und Umweltwirkungen pro transportiertem WS abgeschätzt. Ergebnisse weisen die geringsten Kosten für die Trajektorien mit der höchsten Lebensdauer auf, da eine Verlängerung der Nutzungsdauer die Anschaffungskosten auf eine höhere Anzahl an transportierten WS aufteilt. Im Gegensatz dazu ist der Einfluss des Energiebedarfs auf das Treibhauspotenzial aufgrund des berücksichtigten Emissionsfaktors des Strommixes höher. Aus diesem Grund weist eine Trajektorie für einen Gewichtungsfaktor von  $w = 0,2$  in den Ergebnissen das geringste Treibhauspotenzial auf.

Somit zeigt diese Arbeit die Potenziale der Verknüpfung von Trajektorienoptimierung und Evaluation der Ressourceneffizienz auf. Dabei ermöglicht die Ausnutzung von Redundanz höhere Verbesserungen der Effizienz. Weiterer Forschungsbedarf besteht in einer Berücksichtigung der Lebensdauer zusätzlicher Roboterkomponenten, wie beispielsweise elektronische und elektrische Bauteile. Zudem verbessert die Berücksichtigung von Trendanalysen, beispielsweise hinsichtlich der Entwicklung von Energiekosten und der Treibhausgasemissionen in Abhängigkeit des Strommixes, die Abschätzung der ökologischen und ökonomischen Effizienz.

## Literatur

- [1] J. A. E. Andersson et al. “CasADi: A Software Framework for Nonlinear Optimization and Optimal Control”. In: *Mathematical Programming Computation* 11.1 (Mar. 1, 2019), pp. 1–36.
- [2] H. G. Bock and K. J. Plitt. “A Multiple Shooting Algorithm for Direct Solution of Optimal Control Problems\*”. In: *IFAC Proceedings Volumes*. 9th IFAC World Congress: A Bridge Between Control Science and Technology, Budapest, Hungary, 2-6 July 1984 17.2 (July 1, 1984), pp. 1603–1608.
- [3] P. Boscariol et al. “Energy Optimization of Functionally Redundant Robots through Motion Design”. In: *Applied Sciences* 10.9 (Jan. 2020), p. 3022.
- [4] L. Bukata et al. “Energy Optimization of Robotic Cells”. In: *IEEE Transactions on Industrial Informatics* 13.1 (Feb. 2017), pp. 92–102.
- [5] G. Carabin et al. “A Review on Energy-Saving Optimization Methods for Robotic and Automatic Systems”. In: *Robotics* 6.4 (Dec. 7, 2017), p. 39.
- [6] Chung-Yen Lin et al. “Path-Constrained Trajectory Planning for Robot Service Life Optimization”. In: *2016 American Control Conference (ACC)*. 2016 American Control Conference (ACC). July 2016, pp. 2116–2122.
- [7] Harmonic Drive AG. *Engineering Data HFUC-2A Units*. URL: [https://www.harmonicdrive.de/fileadmin/user\\_upload/2014\\_11-ED\\_1019657-HFUC-2A.pdf](https://www.harmonicdrive.de/fileadmin/user_upload/2014_11-ED_1019657-HFUC-2A.pdf) (visited on 02/07/2021).
- [8] D. Meike, M. Pellicciari, and G. Berselli. “Energy Efficient Use of Multirobot Production Lines in the Automotive Industry: Detailed System Modeling and Optimization”. In: *IEEE Transactions on Automation Science and Engineering* 11.3 (July 2014), pp. 798–809.
- [9] M. Pellicciari et al. “AREUS — Innovative hardware and software for sustainable industrial robotics”. In: *2015 IEEE International Conference on Automation Science and Engineering (CASE)*. Gothenburg, Sweden, 2015, pp. 1325–1332.
- [10] M. Pettersson, J. Olvander, and H. Andersson. “Application Adapted Performance Optimization for Industrial Robots”. In: *2007 IEEE International Symposium on Industrial Electronics*. Vigo, Spain, 2007, pp. 2047–2052.
- [11] B. Siciliano, ed. *Robotics: Modelling, Planning and Control*. Advanced textbooks in control and signal processing. OCLC: ocn144222188. London: Springer, 2009. 632 pp.
- [12] F. Stuhlenmiller et al. “Impact of Cycle Time and Payload of an Industrial Robot on Resource Efficiency”. In: *Robotics* 10.1 (Mar. 2021), p. 33.
- [13] F. Stuhlenmiller et al. “Trajectory Optimization of Energy Consumption and Expected Service Life of a Robotic System”. In: *2021 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics (AIM)*. Delft, The Netherlands, July 2021, pp. 842–847.
- [14] A. Wächter and L. T. Biegler. “On the Implementation of an Interior-Point Filter Line-Search Algorithm for Large-Scale Nonlinear Programming”. In: *Mathematical Programming* 106.1 (Mar. 1, 2006), pp. 25–57.
- [15] A. Yamada and S. Takata. “Reliability Improvement of Industrial Robots by Optimizing Operation Plans Based on Deterioration Evaluation”. In: *CIRP Annals* 51.1 (2002), pp. 319–322.
- [16] L. Zhou and S. Bai. “A New Approach to Design of a Lightweight Anthropomorphic Arm for Service Applications”. In: *Journal of Mechanisms and Robotics* 7.3 (Aug. 1, 2015), p. 031001.
- [17] M. Zucker et al. “CHOMP: Covariant Hamiltonian Optimization for Motion Planning”. In: *The International Journal of Robotics Research* 32 (9-10 Aug. 2013), pp. 1164–1193.



# Untersuchung und Optimierung der Ozonreduktion einer neuartigen Draht-Platten-Anordnung im Hinblick auf den Einsatz in elektrischen Luftreinigern

Sebastian Chianchiana-Beckers (M.Sc.), Hochschule Düsseldorf, FMDauto-Institut, Münsterstraße 156, 40476 Düsseldorf, Deutschland, sebastian.beckers@hs-duesseldorf.de

Mohammad Syafuan Bin Johar (B.Eng.), Hochschule Düsseldorf, Münsterstraße 156, 40476 Düsseldorf, Deutschland, mohammad.binjohar@study.hs-duesseldorf.de

Julian Pawlik (B.Eng.), getAir GmbH, Krefelder Str. 670, 41066 Mönchengladbach, Deutschland, jpawlik@getair.eu

Prof. Dr.-Ing. Jürgen Kiel, FMDauto-Institut, Münsterstraße 156, 40476 Düsseldorf, Deutschland, juergen.kiel@hs-duesseldorf.de

## Kurzfassung

In dieser Studie wurde eine neue Methode zur Ozonreduzierung unter Verwendung eines neuartigen Ionisators untersucht, bei dem die Sprühdrahte auf einer dielektrischen Platte (Draht-auf-Platte, DaP) angeordnet sind. Diese Methode wurde anhand von Experimenten und Simulationen erforscht und auf ihre Anwendbarkeit hin bewertet. Die Simulationen und Experimente fanden unter gleichzeitiger Berücksichtigung der chemischen Prozesse zur Ozongenerierung, der Fluid-Eigenschaften der Luft und der Partikel (Aerosole) sowie der elektrostatischen Zusammenhänge statt.

Es wurde festgestellt, dass dieser Ansatz zwar die Ozonproduktion im Durchschnitt um 62 % im Vergleich zu einer vergleichbaren konventionellen Anordnung (Draht-zwischen-Platte, DzP) reduziert, aber auch die Effizienz der Partikelabscheidung um durchschnittlich 37 % verschlechtert. Bei der gleichen Partikelabscheidung wird beim DaP-Ansatz mehr Ozon emittiert, daher konnte eine praktische Anwendung dieses Konzepts noch nicht in Betracht gezogen werden.

Die Ergebnisse der Untersuchung deuten darauf hin, dass der physikalische Hintergrund dieser Ozonreduktion nur zu einem Teil von ca. 40 % auf eine chemische Abbaureaktion an der Plattenoberfläche zurückgeführt werden kann. Bei den verbleibenden 60 % stellt wahrscheinlich eine lokale Verringerung der Corona-Plasma-Region (CPR) zwischen dem Sprühdraht und der dielektrischen Platte die Ursache dar.

## Abstract

In this study, a new method for ozone reduction was researched using a new type of ionizer in which the discharge wires are arranged on a dielectric plate (wire-on-plate, WoP). This method was analysed by means of experiments and simulations and its applicability was evaluated. The simulations and experiments took place with simultaneous consideration of the chemical processes for ozone generation, the fluid properties of the air and the particles (aerosols) as well as the electrostatic interactions.

It was identified that, although this approach reduces ozone production by up to 62% on average compared to a similar conventional arrangement (wire-between-plate, WiP), it also worsens particle separation efficiency by up to 37% on average. To achieve the same particle separation, more ozone is emitted with the WoP approach, so a practical application of this concept is still to be considered.

The results of the research indicate that the physical background of this ozone reduction can only be attributed to a chemical degradation reaction at the plate surface to a share of approx. 40 %. For the remaining 60 %, the reason is probably a local reduction of the corona plasma region (CPR) between the discharge wire and the dielectric plate.

## 1 Einleitung

In der aktuellen COVID19-Pandemie rücken mobile Luftfilter als Schutzmaßnahme gegen Infektionen zunehmend in den Fokus der Öffentlichkeit [1]. Mobile Luftfilter kommen mit verschiedenen Reinigungstechnologien und in diversen Ausführungen vor, die grundsätzliche Aufgabe besteht aber immer darin, Aerosolpartikel aus der zugeführten Luft zu entfernen. Ein sehr energieeffizienter Typ ist der Elektroabscheider [2]. Diese Abscheider stellen mit ihrem mechanischen Aufbau, der Hochspannungsversorgung

und der Prozesssteuerung ein um chemische Vorgänge erweitertes mechatronisches System dar. Elektroabscheider haben jedoch den bekannten und prozessbedingten Nachteil, dass als Nebenprodukt gesundheitsschädliches Ozon entsteht. Für den Einsatz von Elektroabscheidern in Wohn- und Arbeitsräumen ist es daher ein Ziel, ohne Reduktion der Filterleistung die Entstehung von Ozon zu minimieren. Das Verfahren bietet einige Einflussmöglichkeiten wie die Versorgungsspannungen, den Ladestrom oder die Strömungsgeschwindigkeit. Daher muss die Auslegung dementsprechend robust sein, um die Trajektorien der Mehrheit der Partikel an die Kollektorstände (Gegenelektroden, GE) zu lenken.

Eine vielversprechende neue -Methode zur Optimierung der Ozonreduzierung ist die Verwendung eines neuartigen Ionisators, bei dem die Sprühdrahte auf einer dielektrischen Platte (Polypropylen, PP) angeordnet sind (Draht-auf-Platte (DaP)).

Dies wird in der Studie von Li et. al. [3] beschrieben: Hier kann die Ozonproduktion mit Hilfe der DaP-Methode um 90 bis 99 % reduziert werden. Als allgemeine Erklärung für die Ozonreduzierung wird eine Wechselwirkung zwischen dem Sprühdraht und der dielektrischen Platte angegeben. Eine detaillierte Erklärung dieser Wechselwirkung im Hinblick auf den Ozonabbauprozess wird jedoch nicht gegeben.

Als mögliche Erklärungen kann neben der Feldverzerrung auch eine Einschränkung des Corona-Plasma-Bereiches (CPR) oder eine chemische Abbaureaktionen an der dielektrischen Plattenoberfläche angenommen werden. Mögliche Abbaureaktionen umfassen sowohl den Zerfall von Ozonmolekülen [4] als auch den Zerfall von Sauerstoffatomen an der Plattenoberfläche des Polymers [5].

In dieser Arbeit wird der Ozonabbauprozess mit Hilfe von Experimenten und Simulationen untersucht und der neuartige DaP-Ansatz auf seine Anwendbarkeit hin bewertet.

## 2 Versuchsbeschreibung (Methodik)

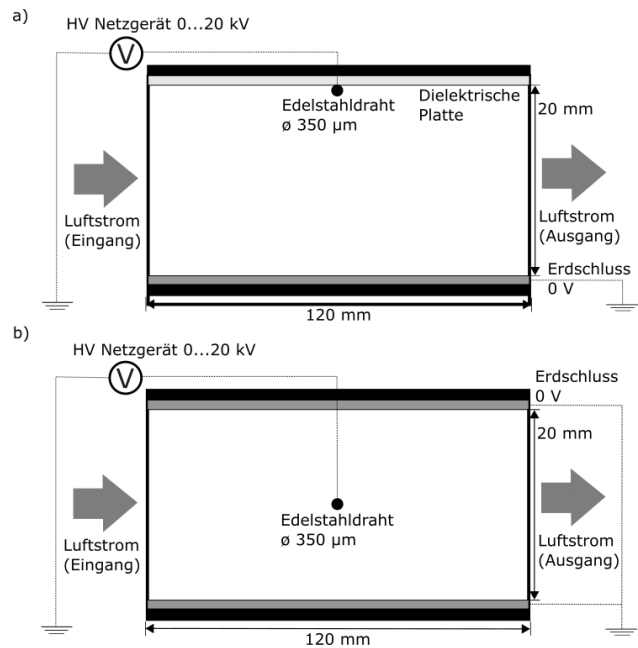
Im Rahmen der Untersuchung erfolgt ein Vergleich zwischen einem konventionellen Ansatz, bei dem sich die Sprühelektrode (Sprühdraht) mittig zwischen den Gegenelektroden (Platten) (DzP) befindet und des neuartigen DaP-Ansatzes, bei dem sich die Sprühelektrode (Sprühdraht) auf einer dielektrischen Platte befindet. Bei letzterem wurden Polypropylen (PP) [3] und Polytetrafluorethylen (PTFE) als dielektrisches Plattenmaterial verwendet. PTFE besitzt eine gute chemische Beständigkeit und dient daher als Vergleichsreferenz im Hinblick auf die Bewertung der chemischen Abbaureaktionen. Darüber hinaus werden die beiden Ansätze im Hinblick auf die folgenden Kriterien verglichen:

- Charakteristik der U/I-Kennlinie
- Partikelabscheidungsgrad
- Ozonmassenströme

Hinzu kommen morphologische Analysen der Oberflächen der dielektrischen Platten, die mit Hilfe eines Lichtmikroskops (Modell Smartzoom 5, Carl Zeiss AG) durchgeführt worden, sowie eine numerische Untersuchung des elektrostatischen Feldes an der Sprühelektrode.

### 2.1 Prüflinge

Die entsprechenden Prüflinge für beide Ansätze sind in **Bild 1** dargestellt. Die Filterkanalgeometrie des DaP-Ansatzes in **Bild 1b** basiert auf dem Versuchsaufbau von Li et al. [3], mit einer Länge von 120 mm, einer Breite von 70 mm und einer Höhe von 20 mm. Im Gegensatz zum Experiment von Li et. al. wird in diesem Aufbau ein Edelstahldraht mit einem Durchmesser von 350  $\mu\text{m}$  und einer Länge von 70 mm als Sprühelektrode (SE) untersucht. Dieser ist mittig auf einer dielektrischen Platte senkrecht zur Strömungsrichtung positioniert.



**Bild 1** Schematische Seitendarstellung: a) Draht-zwischen-Platten (DzP)-Prüfling b) Draht-auf-Platten (DaP)-Prüfling

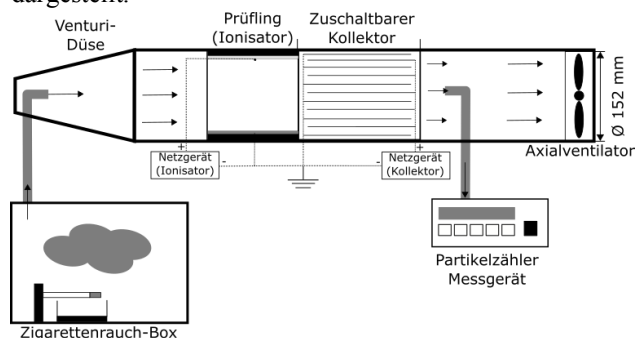
Die Dicke der dielektrischen Platte beträgt 0,5 mm, die Breite 70 mm und die Länge 120 mm. Auf der gegenüberliegenden Seite der dielektrischen Platte befindet sich eine Gegenelektrode (GE).

Die SE wird über ein Hochspannungsnetzteil (Modell HCP 35-20000, FuG Elektronik GmbH) an ein Spannungspotential zwischen 0 und 20 kV angeschlossen. Die GE wird auf Null- bzw. Erdpotential gezogen.

Beim DzP-Prüfling in **Bild 1a** befindet sich der Sprühdraht in der Mitte des Filterkanals. Die dielektrische Platte an der Kanaloberseite wird in dieser Anordnung durch eine Gegenelektrode ersetzt.

### 2.2 Versuchsaufbau: Partikelabscheidung

Der Versuchsaufbau zur Bestimmung der Filterleistung mit Hilfe von Zigarettenrauch ist schematisch im **Bild 2** dargestellt.



**Bild 2** Schematische Darstellung des Versuchsaufbaus zur Bestimmung der Partikelabscheidung

In diesem Versuchsaufbau werden Zigaretten in einer Zigarettenrauch-Box (Smoke-Box) abgebrannt und der Rauch über eine Venturi-Düse in ein Messrohr geleitet. Das Messrohr besitzt einen Innendurchmesser von 152 mm und enthält den jeweiligen Prüfling. In Anlehnung an das

Penney-Prinzip [6] ist ein Kollektor zur Partikelabscheidung mit einer Elektrodenlänge von 20 cm und einem Elektrodenabstand von 6 mm dem Prüfling nachgeschaltet. Die Spannung an den Treibelektroden des Kollektors ist auf 1 kV festgelegt.

Am Auslass des Kollektors befindet sich in einem Abstand von 5 cm eine Messabnahme der Partikelkonzentration mittels eines Partikelzählers (Modell 11-R, GRIMM Aerosol Technik GmbH). Mit Hilfe der gemessenen Partikelkonzentration kann der Partikelabscheidegrad  $\eta$  mit der folgenden Formel bestimmt werden:

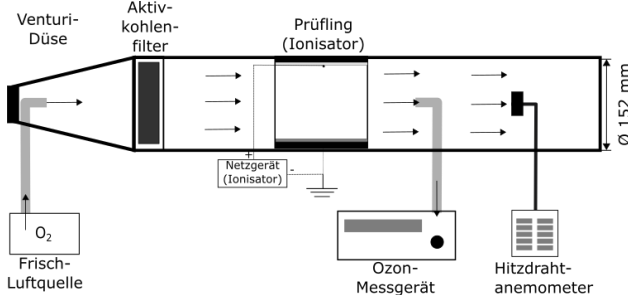
$$\eta = (1 - C_{an}/C_{aus}) \cdot 100 \quad (1)$$

Dabei stehen  $C_{an}$  und  $C_{aus}$  für die gemessenen Gesamtpartikelkonzentrationen ( $0,3 \mu\text{m}$  bis  $32 \mu\text{m}$ ) in  $[\text{1/cm}^3]$  bei aktiviertem bzw. deaktiviertem Filtersystem.

Ein kontinuierlicher Luftstrom wird durch einen Axialventilator am Ausgang des Messrohrs sichergestellt. Die eingestellte mittlere Strömungsgeschwindigkeit am Messwertaufnehmer in der Kanalmitte beträgt in allen Messungen  $0,25 \text{ m/s}$ .

### 2.3 Versuchsaufbau: Ozonmessung

Der Versuchsaufbau zur Bestimmung der emittierten Ozonmenge ist schematisch im **Bild 3** dargestellt.



**Bild 3** Schematische Darstellung des Versuchsaufbaus zur Bestimmung der Ozonemission

Am Eingang des Messrohres befindet sich ein Frischlufteinlass über eine Venturi-Düse. Dahinter ist ein Aktivkohlefilter installiert, um die Ozon-Hintergrundkonzentration zu senken. Anschließend folgt die Position des Prüflings. Am Auslass des Prüflings wird in einem Abstand von 5 cm sowohl die Ozonmassenkonzentration ( $O_{3,\text{emit}} = O_{3,\text{ein}} - O_{3,\text{aus}}$ ) als auch der Volumenstrom gemessen (nach AHAM [7]). Dabei repräsentieren

- $O_{3,\text{emit}}$  die emittierte Ozonmassenkonzentration,
- $O_{3,\text{ein}}$  die gemessene Ozonmassenkonzentration bei aktiviertem Filter und
- $O_{3,\text{aus}}$  die Ozonmassenkonzentrationen bei deaktiviertem Filter in  $[\mu\text{g/m}^3]$ .

Diese Ozonmassenkonzentrationen werden mit Hilfe eines Ozonmessgeräts (ENVILYSE, Modell 106-L) erfasst. Der Volumenstrom wird über eine Strömungsprofilmessung am Auslass durch ein Hitzdrahtanemometer (Modell TA300, Trotec GmbH) bestimmt. Basierend auf diesen beiden Messgrößen lässt sich der Ozonmassenstrom mit Hilfe der folgenden Gleichung berechnen:

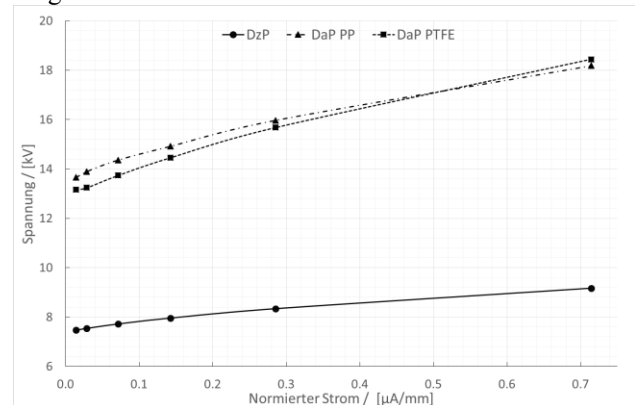
$$\dot{m}_{O_3} = O_{3,\text{emit}} \cdot \dot{V} \quad (2)$$

Hierbei repräsentiert  $\dot{V}$  den berechneten Volumenstrom. Bei allen Messungen lag die mittlere Strömungsgeschwindigkeit an der Messabnahme bei  $0,25 \text{ m/s}$ , die Temperatur zwischen  $20\text{-}22^\circ\text{C}$  und Raumluftfeuchtigkeit bei  $30\text{-}40\%$ .

## 3 Versuchsergebnisse

### 3.1 U-I-Kennlinie

Das Spannungs-Strom-Verhalten der Prüflinge ist **Bild 4** dargestellt.



**Bild 4** Spannungs- und Stromcharakteristik (U-I-Kennlinie)

Die Abszisse zeigt den auf die Drahtlänge normierten Strom in  $[\mu\text{A/mm}]$  (1, 5, 10, 20 und  $50 \mu\text{A}$ ) und die Ordinate die Spannung in  $[\text{kV}]$ . Die durchgezogene Linie mit den Kreispunkten bezieht sich auf den DzP-Prüfling, die gestrichelte Linie mit den quadratischen Punkten bezieht sich auf den DzP-PTFE-Prüfling und die gestrichelte und gepunktete Linie mit den Dreieckspunkten auf den DzP-PP-Prüfling. Diese Legendenbezeichnungen werden auch in den nachfolgenden Abbildungen verwendet.

Im Allgemeinen steigt die Spannung im **Bild 4** nahezu proportional mit dem Strom an. Allerdings werden die Kennlinien der DaP-Prüflinge durch den Einfluss der dielektrischen Platte in einen höheren Spannungsbereich angehoben. Dies führt auch zu einer höheren Coroneinsatzspannung. Diese beträgt beim DzP-Prüfling ca.  $7,47 \text{ kV}$  und steigt bei den DaP-PTFE- und DaP-PP-Prüfling auf ca.  $13,16 \text{ kV}$  bzw.  $13,65 \text{ kV}$  an. Daraus ist abzuleiten, dass für die Initiierung und Aufrechterhaltung einer Coroneentladung ein generell höheres Energiepotenzial erforderlich ist, wenn eine dielektrische Platte in den Einflussbereich einer Sprühelektrode gelangt.

### 3.2 Partikelabscheidung

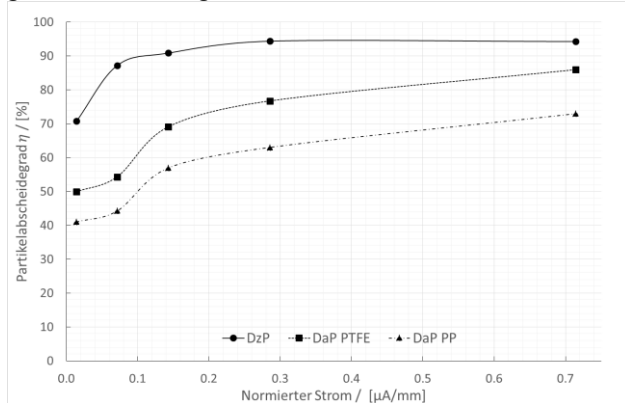
**Bild 5** stellt die Ergebnisse der Partikelabscheidungstests dar. Auch in diesem Diagramm ist der normierte Strom auf der Abszisse aufgetragen. Die Ordinate zeigt den Partikelabscheidegrad aus Gleichung (1).

Aus den Ergebnissen lässt sich ableiten, dass der Partikelabscheidegrad bei allen Prüflingen mit steigendem Strom ( $0,01$  bis  $0,14 \mu\text{A/mm}$ ) zunächst stark um ca.  $20 \%$  zunimmt und dann im höheren Strombereich ( $0,014$  bis  $0,71 \mu\text{A/mm}$ ) verflacht.

Der DaP-Ansatz weist durchgängig niedrigere Partikelabscheidegrade auf als der DzP-Ansatz. So fällt der Partikelabscheidungsgrad

- beim DaP-PTFE-Prüfling im Mittel um 23 %
- und beim DaP-PP-Prüfling im Mittel um 37 %.

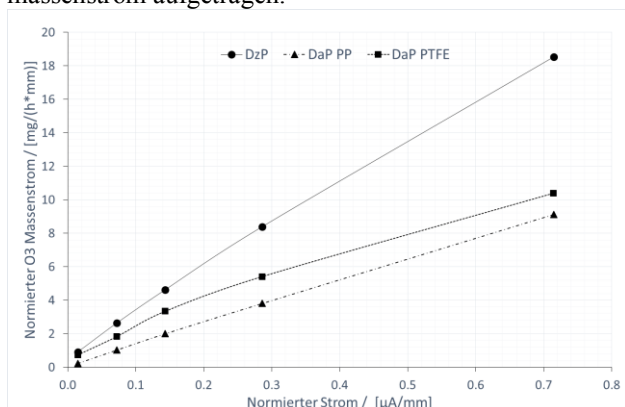
Diese Reduktion der Filterleistung deutet auf eine schlechtere Aufladung der Partikel hin. Dies kann auf ein inhomogenes Raumladungsfeld zurückzuführen sein.



**Bild 5** Partikelabscheidungsgrade für verschiedene Ströme (1, 5, 10, 20 und 50 μA, auf die Drahtlänge von 70 mm normiert)

### 3.3 Ozon

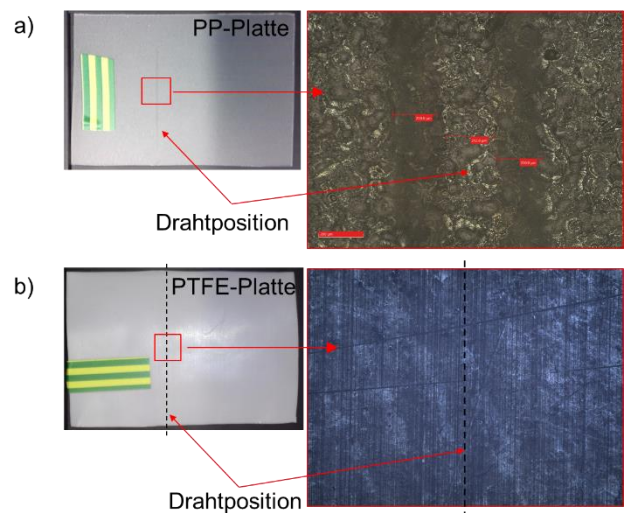
Die Ergebnisse der Ozonversuche sind in **Bild 6** dargestellt. Auf der Abszisse ist wieder der normierte Strom und auf der Ordinate der auf die Drahtlänge normierte Ozonmassenstrom aufgetragen.



**Bild 6** O3-Massenströme für verschiedene Ströme (1, 5, 10, 20 und 50 μA, auf die Drahtlänge von 70 mm normiert)

**Bild 6** zeigt eine lineare Beziehung zwischen dem Ozonmassenstrom und der Stromstärke. Dies ist allgemein bekannt und wurde bereits mehrfach untersucht [8]. Die Ergebnisse aus **Bild 6** belegen auch, dass die Ozonemission durch den DaP-Ansatz im Vergleich zum konventionellen DzP-Ansatz gesenkt werden kann. So sinkt der Ozonmassenstrom

- beim DaP-PTFE-Prüfling im Mittel um 35 %
- und beim DaP-PP-Prüfling sogar im Mittel um 59 %.



**Bild 7** Lichtmikroskopische Aufnahmen: a) Polypropylen (PP) Platte und b) Polytetrafluorethylen (PTFE) Platte jeweils nach einer Woche betrieb mit einem Strom von 5 μA

Da die PTFE-Platte chemisch beständig ist, kann davon ausgegangen werden, dass die gemessene Ozonreduzierung nur auf eine Feldwechselwirkung zwischen dem Sprühdraht und der Platte zurückzuführen ist.

Im Umkehrschluss bedeutet dies auch, dass nur etwa 40 % des Ozonabbaus durch die PP-Platte auf eine chemische Abbaureaktion rückführbar ist, da die PP-Platte ansonsten die dieselben elektrischen Eigenschaften ( $\epsilon_r \approx 2,3$ ) und dieselbe Geometrie wie die PTFE-Platte aufweist. Die restlichen 60 % sind daher wahrscheinlich auf eine Feldwechselwirkung zwischen dem Draht (Sprühelektrode) und der dielektrischen Platte zurückzuführen, wie bereits oben für die PTFE-Platte erläutert.

Diese Schlussfolgerungen werden auch durch die Mikroskopaufnahmen in **Bild 7** bestätigt. So sind **Bild 7a** nach einer Woche Betrieb mit einem Strom von 5 μA deutliche Verschleißerscheinungen, in Form von zwei Spuren neben der Drahtposition, auf der Oberfläche der PP-Platte erkennbar. Im Gegensatz dazu weist die PTFE-Platte in **Bild 7b** nach einer Woche Betrieb keine mit bloßem Auge oder unter dem Mikroskop sichtbaren Verschleißerscheinungen auf.

## 4 Simulation

Die im vorherigen Kapitel erwähnte Feldwechselwirkung zwischen dem Sprühdraht und der dielektrischen Platte wird im Folgenden mit Hilfe einer zweidimensionalen elektrostatischen Feldsimulation genauer untersucht. Das verwendete elektrostatische Modell basiert auf der nachstehenden Poisson-Gleichung:

$$\Delta V = - \frac{\rho_s}{\epsilon_0 \epsilon_r} \quad (3)$$

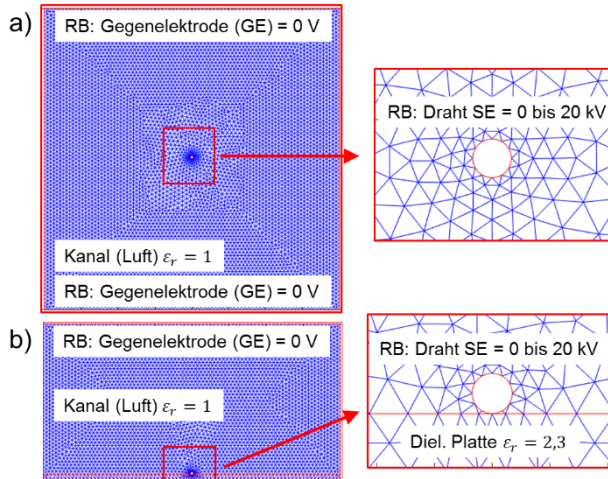
Dabei kennzeichnet  $V$  das Spannungspotential,  $\rho_s$  die Raumladungsdichte (wird hier vernachlässigt),  $\epsilon_0$  die Permittivität von Vakuum ( $8,85 \cdot 10^{-12} \text{ As V}^{-1} \text{ m}^{-1}$ ) und  $\epsilon_r$  die relative Permittivität ( $\approx 1$  für Luft und  $\approx 2,3$  für die dielektrischen Platte).



Gleichung (3) wird numerisch mit der Finite-Elemente-Methode (FEM) über die Partial Differential Equation Toolbox™ in MATLAB™ gelöst [9,10].

#### 4.1 Modell: DzP und DaP

Die zweidimensionalen Modellansätze für die DzP- und DaP-Prüflinge sind in **Bild 8** zu sehen.

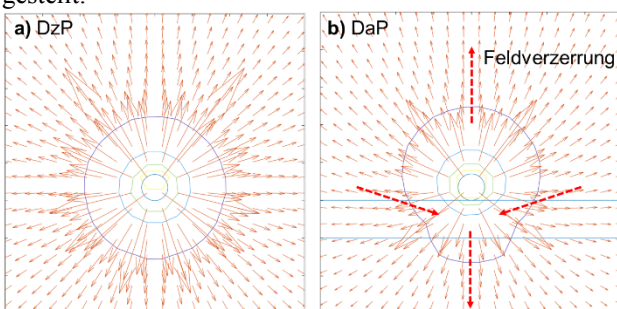


**Bild 8** Simulationsmodelle mit Randbedingungen (RB): a) DzP-Modell b) DaP-Modell

In beiden Modellen sind die Randbedingungen der Gegenelektroden auf Nullpotential (0 V) und die Randbedingung des Sprühdrahtes auf ein Spannungspotential (0 bis 20 kV) festgelegt. Als Dielektrikum im Filterkanal wird trockene Luft ( $\epsilon_r \approx 1$ ) und für die dielektrische Platte der zugehörige Datenblattwert ( $\epsilon_r \approx 2,3$ ) angenommen. Der Einfluss des Raumladungsfeldes auf das elektrostatische Feld wird vernachlässigt ( $\rho_s = 0$ ).

#### 4.2 Feld- und Potentialverteilungen

Die aus der Simulation resultierenden Feld- und Potenzialverteilungen bei gleichem Spannungspotential an der SE (9 kV, Sprühdraht) sind für beide Prüflinge in **Bild 9** dargestellt.



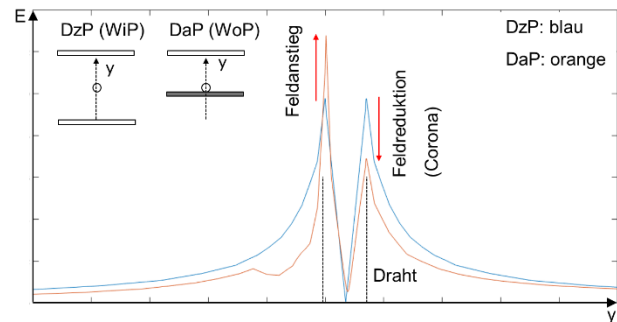
**Bild 9** Feld- und Potentialverteilung am Sprühdraht bei  $V_{DzP} = V_{DaP} = 9 \text{ kV}$ : a) DzP-Modell b) DaP-Modell

Die roten Pfeile kennzeichnen die Feldvektoren des elektrostatischen Feldes und die Kreise die Isolines der Spannungspotentialverteilung.

Beim DzP-Modell ist die Feld- und Potenzialverteilung auf dem Sprühdraht, wie erwartet, homogen verteilt. Im DaP-Modell hingegen wird das elektrostatische Feld durch die

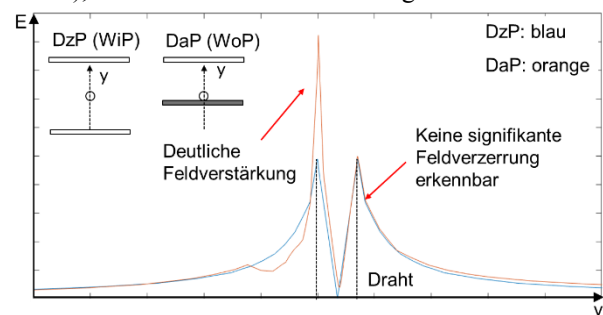
Dipolfeldwirkung der dielektrischen Platte auf der Ober- und Unterseite des Sprühdrahtes verzerrt.

Diese Feldverzerrung bewirkt eine Feldverstärkung auf der Unterseite des Drahtes, d. h. zwischen dem Draht und der dielektrischen Platte, und eine Feldabschwächung auf der Oberseite des Drahtes, wie auch im **Bild 10** gezeigt.



**Bild 10** Feldverteilung (absoluter Wert) entlang der y-Achse auf Höhe des Sprühdrahtes. Spannungspotential am Sprühdraht liegt bei  $V_{DzP} = V_{DaP} = 9 \text{ kV}$

Die Feldschwächung auf der Oberseite des Drahtes unterdrückt vermutlich die Initiierung der Coronalentladung. Dies stellt wahrscheinlich die Erklärung für die erhöhte Coroneinsatzspannung der U-I-Kennlinie in **Bild 4** dar. Ersetzt man das Spannungspotential an der SE im DaP-Modell durch die gemessene Coroneinsatzspannung ( $\approx 13 \text{ kV}$ ), erhält man die Simulationsergebnisse in **Bild 11**.



**Bild 11** Feldverteilung (absoluter Wert) entlang der y-Achse auf Höhe des Sprühdrahtes. Spannungspotential am Sprühdraht liegt auf der Coroneinsatzspannung bei  $V_{DzP} = 9 \text{ kV}$  und  $V_{DaP} = 13 \text{ kV}$

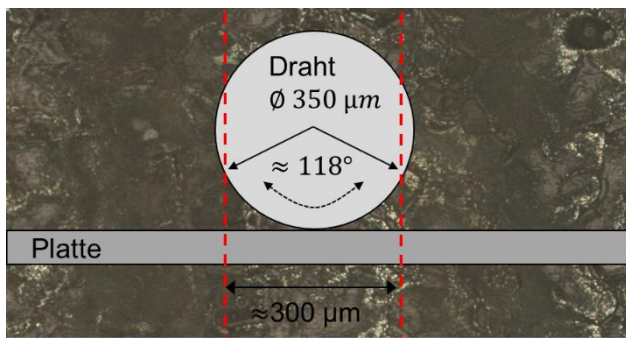
Beide Feldverteilungen in **Bild 11** zeigen, dass keine signifikante Feldverzerrung auf der Oberseite der Drahtoberfläche zu beobachten ist. Damit scheidet eine Feldverzerrung als mögliche Erklärung für die Ozonreduktion neben den chemischen Abbaureaktionen vorerst aus.

Die Ozonreduktion lässt sich daher nur noch durch eine lokale Begrenzung der Coronalentladung erklären, d. h. durch eine Verkleinerung der Corona-Plasma-Region (CPR) zwischen Sprühdraht und dielektrischer Platte.

Diese Theorie kann überprüft werden, indem die Drahtgeometrie auf die Verschleißspuren der PP-Platten projiziert wird, wie in **Bild 12** dargestellt.

Unter der Annahme, dass die nicht abgenutzten Stellen an der Drahtposition den Bereich kennzeichnen, an dem keine Coronalentladung stattfindet, kann die nicht aktive CPR am Sprühdraht trigonometrisch abgeschätzt werden. Dieser beträgt  $118^\circ$ .



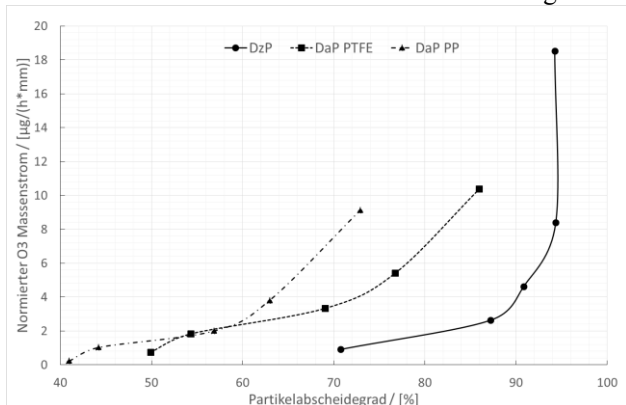


**Bild 12** Projektion der Drahtgeometrie auf die Abnutzungsspuren der PP-Platten

Bezogen auf den gesamten Drahtumfang ergibt sich dann  $118^\circ/360^\circ=0,33$ . D.h. 33 % der Drahtoberfläche ist nicht an der aktiven Coronaentladung beteiligt. Dieser abgeschätzte Reduktionsanteil der CPR stimmt gut mit der gemessenen Ozonreduktion von ca. 35 % durch die chemisch resistente PTFE-Platte überein. Damit scheint die Schlussfolgerung der CPR- Einschränkung plausibel zu sein.

## 5 Zusammenfassung & Ausblick

Um die vorgestellten Versuchsergebnisse abschließend bewerten zu können, werden die bei gleichem Strom ermittelten Werte des Partikelabscheidegrades und des normierten Ozonmassenstroms in **Bild 13** miteinander verglichen.



**Bild 13** Vergleich zwischen dem Partikelabscheidegrad und dem normierten Massenstrom

Wie in **Bild 13** zu entnehmen ist, weist der konventionelle DzP-Ansatz, trotz der durch den DaP-Ansatz erzielten Ozonreduzierung, ein insgesamt besseres Verhältnis zwischen der emittierten Ozonmenge und dem erreichten Partikelabscheidegrad (Filterleistung) auf. An zweiter Stelle steht der DaP-Ansatz mit der PTFE-Platte und an letzter Stelle sogar erst der DaP-Ansatz mit der PP-Platte. Basierend auf diesen Ergebnissen kann eine praktische Anwendung dieses DaP-Ansatzes noch nicht in Aussicht gestellt werden. Hierzu sind weitere Optimierungen im Hinblick auf eine Verbesserung der Partikelabscheidung erforderlich, wie z.B. ein gezielterer Einsatz des elektrischen Windes.

Des Weiteren soll das bisher verwendete Simulationsmodell um die Simulation des Strömungs- und Raumladungs-

feldes ergänzt werden, da insbesondere das Raumladungsfeld einen wesentlichen Einfluss auf das elektrostatische Feld haben kann. Mit diesen Modellerweiterungen kann die These von der Einschränkung der CPR genauer untersucht und möglicherweise bestätigt werden.

Darüber hinaus sind Untersuchungen der Elementablagerungen auf den Plattenoberflächen mittels einer energiedispersiven Röntgenspektroskopie (EDX-Analyse) sowie thermische Analysen geplant.

## 6 Literatur

- [1] Kähler, C. J.; Fuchs, T.; Hain, R.: *Können mobile Raumlufthereiniger eine indirekte SARS-CoV-2 Infektionsgefahr durch Aerosole wirksam reduzieren.* Universität der Bundeswehr München. Strömungsmechanik und Aerodynamik (2020). Online verfügbar unter <https://www.unibw.de/lrt7/raumlufthereiniger.pdf>, zuletzt geprüft am 01/2022.
- [2] White, H. J (Hrsg.): *Entstaubung industrieller Gase mit Elektrofiltern*. Leipzig: VEB Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, 1969.
- [3] Li, Z. et al.: *Novel wire-on-plate electrostatic precipitator (WOP-EP) for controlling fine particle and nanoparticle pollution*. Environmental science & technology 49. (2015) 14, S. 8683-8690.
- [4] Sietz, M. et al.: *Ozonentfernung aus Raumluf durch Adsorption an Gummiabfällen*. Abschlussbericht, Hochschule Ostwestfalen-Lippe (2014) Online verfügbar unter <https://www.th-owl.de/>, zuletzt geprüft am 01/2022.
- [5] Leon-Garzon, A. R. et al.: *Experimental characterization of polymer surfaces subject to corona discharges in controlled atmospheres*. Polymers 11. (2019) 10, S. 1646.
- [6] Penney, G. W.: *A new electrostatic precipitator*. Transactions of the American Institute of Electrical Engineers 56, (2019) 1, S. 128-159.
- [7] ANSI/AHAM AC-1-2015: *Method for Measuring the Performance of Portable Household Electric Room Air Cleaners*.
- [8] Chen, J., Davidson, J.-H.: *Ozone Production in the Positive DC Corona Discharge: Model and Comparison to Experiments*. Plasma Chemistry and Plasma Processing 22 (2002) 4, S. 495-522
- [9] Beckers, S.; Pawlik, J. et al: *Simulation von Partikelflugbahnen zur Auslegungshilfe von elektrostatischen Luftfiltern*. In: ASIM Workshop 2019. ISBN 978-3-901608-06-3. S. 146-152.
- [10] C.-Beckers, S.; Pawlik, J. et al: *Simulation of a discharge electrode needle for particle charging in an electrostatic precipitator*. In: ASIM SST 2020. ISBN 978-3-901608-93-3. S. 83-88.



# Digitalisierung neu gedacht mit INNEO

Die INNEO Solutions GmbH mit Hauptsitz in Ellwangen gehört seit über 35 Jahren zu den führenden Digitalisierungsdienstleistern für den deutschen Mittelstand. Mit mehr als 300 Mitarbeitern in 12 Niederlassungen bietet das Unternehmen umfassende Kompetenz und Lösungen in den Bereichen Produktentwicklung & Simulation, Digitale Realität, IoT, IT und Prozessoptimierung. Die mehr als 6.000 Kunden kommen aus den unterschiedlichsten Branchen und finden in INNEO einen verlässlichen Partner, wenn es um Digitalisierung geht. Neben den Kernfeldern CAD/ PLM und IT-Infrastruktur baut INNEO das Portfolio rund um die Digitalisierung stetig aus. So zum Beispiel:

## SIMULATION

Einmal fertig konstruiert müssen Produkte auf die physischen Anforderungen und unter realen Bedingungen getestet werden. Prototypen und zahlreiche Änderungschleifen können schnell teuer

werden. Um dies zu vermeiden sowie eine schnelle Entwicklung und hohe Qualität zu sichern, kommen die Berechnungs- und Simulationstools von Ansys und PTC zum Einsatz. Allein anhand der 3D-Modelle und der verwendeten Materialien liefert die revolutionär einfache Technologie schnell Ergebnisse und hilft Unternehmen, wie z.B. ISAR Aerospace dabei, ihre Produkte zu optimieren.

## IOT UND INDUSTRIE 4.0

Dank Industrie 4.0 und dem Internet of Things (IoT) können heutzutage Daten entlang des gesamten Produktlebenszyklus gesammelt, Maschinen und Systeme verknüpft und „smart“ gestaltet werden. Dieser wichtige Schritt in Richtung digitaler Transformation wird von der PTC-Lösung ThingWorx, der weltweit ersten vollständigen und sofort einsatzbereiten IoT und Industrie 4.0-Plattform, unterstützt. Anwendungen werden bei unserem Kunden Brainlab dadurch an

einer zentralen Stelle verwaltet, Geräte verbunden, Daten analysiert und Lösungen erstellt.

## PROZESSOPTIMIERUNG

Interne Kommunikation und existierende Prozesse müssen immer weiter verbessert werden. Dabei hilft z. B. ein intelligentes Intranet, das die Abteilungen vernetzt und wichtige Prozesse abbildet oder sogar automatisiert. Mit Lösungen wie Microsoft Teams und Microsoft 365 werden wichtige Informationen aus verschiedenen Systemen für alle Abteilungen schnell und transparent verfügbar gemacht und so die Produktivität gesteigert.

## INNEO CLOUD UND MANAGED SERVICE

Mit der in Zeiten der Digitalen Transformation gestiegenen Bedeutung von IT-Systemen in Unternehmen ergibt

Mit starken Partnern für Ihren Erfolg:



partner network  
channel

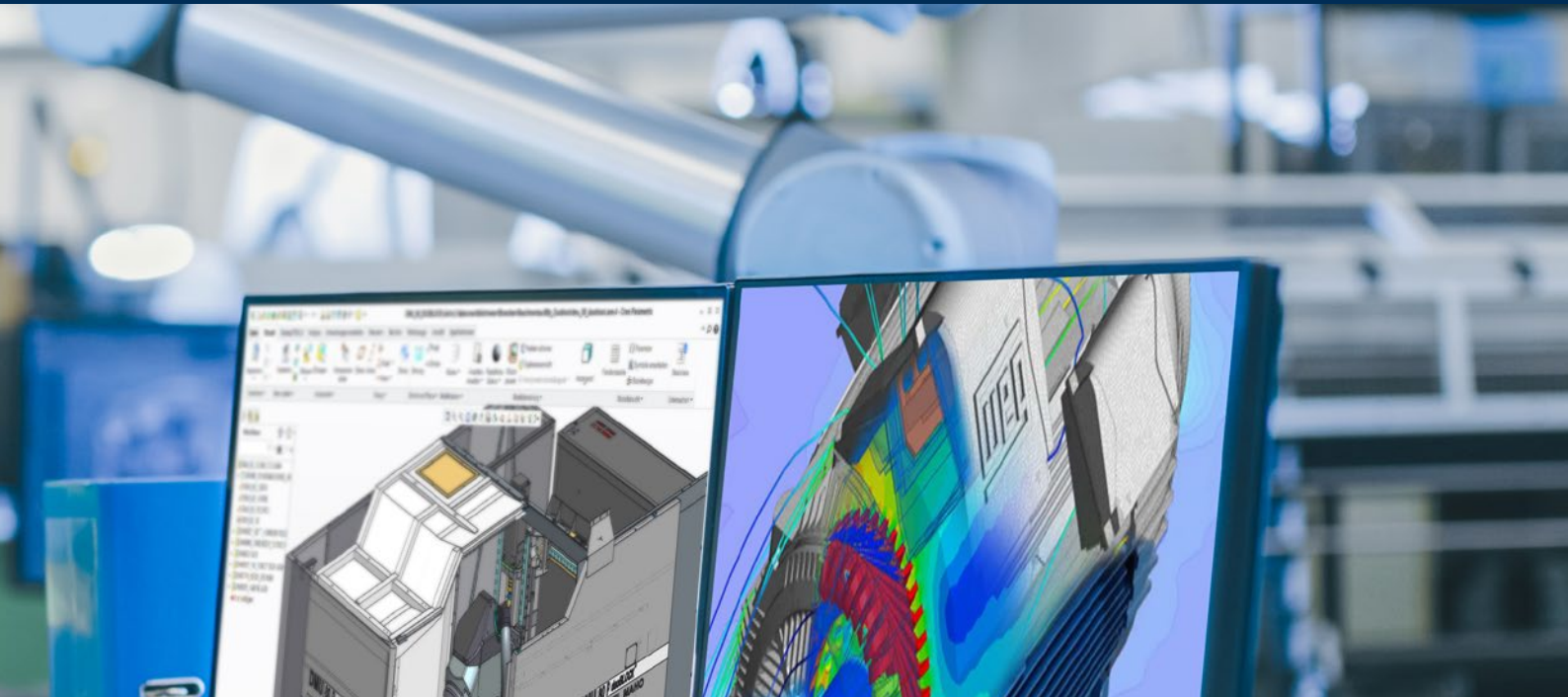
platinum reseller



CERTIFIED  
ELITE CHANNEL  
PARTNER



by Luxion



sich eine wachsende Abhängigkeit von einem agilen, zuverlässigen und performanten Gesamtsystem.

Um Flexibilität und Sicherheit zu vereinen, lagern Unternehmen Dienste und Funktionen in die Cloud aus. Bei INNEO ist die Cloud maßgeschneidert, regional und sicher in deutschen Rechenzentren. INNEO Managed Services sorgen für einen störungsfreien Betrieb der Systeme.

## DIGITALE REALITÄT

Modelle und Produkte zum Leben zu erwecken ist dank neuer Technologien und Software spielend leicht geworden. Dank 3D-Rendering mit KeyShot werden aus 3D-Daten realistische Abbildungen von Produkten erzeugt, die von Fotos kaum zu unterscheiden sind. Web3D, Augmented und Virtual Reality lassen uns Produkte in neuen Dimensionen erleben. Kunden wie die IHK oder Mosca integrieren ihre 3D-Modelle direkt auf

der Webseite und machen ganze Messen oder Showrooms das ganze Jahr virtuell verfügbar. All dies kann mit der NeoSpace®-Produktfamilie in nur wenigen Klicks umgesetzt werden.

## AUSBILDUNG UND EINSTIEG BEI INNEO

Um all diese spannenden Trendthemen stetig weiter zu entwickeln, benötigt INNEO qualifizierte Fachkräfte, die sich für die Digitalisierung begeistern. INNEO erreicht dies u.a. durch eigene Ausbildung und eine Kooperation mit der Dualen Hochschule Heidenheim.

Auch für Berufserfahrene und Absolventen bietet INNEO deutschlandweit Perspektiven in einem modernen, innovativen und dynamischen Umfeld.

## Kontakt:

INNEO® Solutions GmbH  
Rindelbacher Straße 42  
73479 Ellwangen

Telefon: +49 7961 890-0  
Fax: +49 7961 890-177

[inneo@inneo.de](mailto:inneo@inneo.de)

Folgen Sie INNEO:





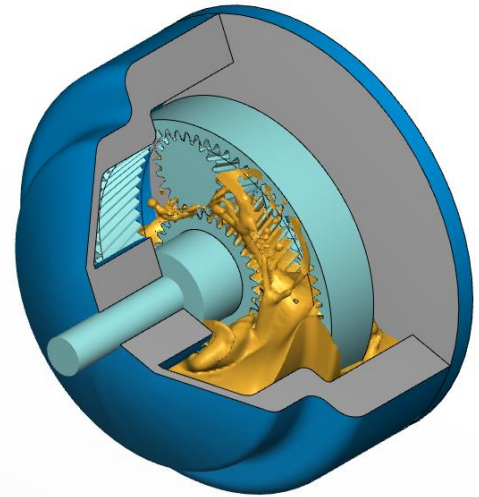


# SIMERICS MP+

## Gearbox Oil Splashing

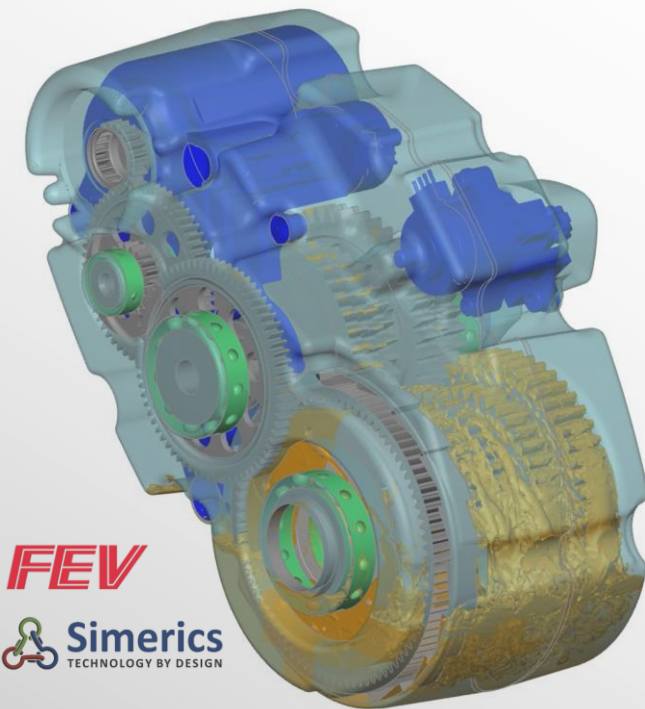
### Multiphase Simulation of oil splashing and sloshing

**SIMERICS MP+** CFD software can be used to perform three-dimensional CFD analysis with the Volume of Fluid (VOF) approach for multi-phase flows to evaluate the lubrication and cooling of drivetrain components. Splashing and sloshing of oil leads to churning losses, friction driven temperature rise, and added structural loads resulting from fluid forces.



Gears and gear boxes are important components in the drivetrain. **SIMERICS MP+** CFD software can accurately resolve gear teeth shape and engagement without need for shrinkage, shifting of gear axes, slicing of teeth etc. Complete gear sets including unlimited number of gears, planetary gears, as well as oil films on the surfaces of the gears can be simulated.

Drivetrain and therefore gears are present in fuel cell propulsion systems as well as traditional internal combustion engine propulsion systems and are thus an important area for CFD analysis.



**FEV**

**Simerics**  
TECHNOLOGY BY DESIGN

**SIMERICS MP+** is a CFD software environment that includes a robust distributed memory multi-node parallel solver, user friendly GUI based pre- and post-processors, semi-automated model set-up, automated meshing and an expression editor for user functions. The complete set of transient, three-dimensional transport equations are solved. A wide range of applications and physics can be simulated. The latter includes multi-phase flows, cavitation, fluid structure interaction, conjugate heat transfer, radiation heat transfer, design optimization and more.

[www.simerics.de](http://www.simerics.de)

[info@simerics.de](mailto:info@simerics.de)

Tel. +49 7472 9573 115





# HEXAGON

## Hexagon digitale Fertigungslösung

### 1. Unsere SaaS Lösung setzt auf bewährte und Neue Technologien

Mit Hexagon nutzen Sie moderne Technologien, um die Anforderungen der Produktion zu erfüllen.

- Low-Code platform
- Industrial Internet of Things (IIoT)
- Cloud Connectivity über MS Azure und AWS
- On premise / Virtual Machine
- Edge Computing
- Künstliche Intelligenz (KI)
- Machine Learning
- Responsive Web-Client
- API Integration

### 2. Papierlose Digitalisierung im Shopfloor

In der Produktion werden Daten Silos eliminiert. Hexagon Xalt sorgt dafür, dass Daten dort digital erfasst werden, wo sie entstehen und direkt ins System gelangen. Hexagon Xalt zeigt Informationen digital an und stellt sie überall dort zur Verfügung, wo sie benötigt werden. Hexagon Xalt macht Papier in der Fertigung überflüssig.

### 3. Downtime Erkennung und vorhersehbare Wartung

In der Smart Factory werden notwendige Wartungsmaßnahmen vorhersehbar ausgeführt. Hexagon Xalt sorgt durch konsequente Fehlerüberwachung für Transparenz bei der Erkennung von Anomalien bei Maschinen, Werkzeugen und Prüfmitteln. Fehler werden digital dokumentiert und für die Datenanalytik zur Systemoptimierung ausgewertet. Hexagon Xalt kommuniziert Instandhaltungsmaßnahmen über Arbeitsaufträge und dokumentiert sämtliche Maßnahmen lückenlos.

### 4. Prozessoriente Werkerführung

In der Produktion ist die Prozesseinhaltung maßgeblich. Hexagon Xalt versorgt Werker mit genau den Anweisungen und Informationen, die sie am aktuellen Arbeitsschritt brauchen. Hexagon Xalt überwacht und „steuert“ komplexe Montagelinien.

### 5. Transparenz in der Fertigung und Montage – Übergreifendes Reporting

In der Fertigung bzw. Montage können jederzeit die Arbeitsschritte nachvollzogen werden. Hexagon Xalt sorgt mit Kennzahlen und konfigurierbaren Auswertungen für die ultimative Transparenz in der Montage. Hexagon Xalt stellt mit Anwendungen wie Information Dashboard und Shopfloor Monitor Echtzeitinformationen zur Verfügung – sowohl am Arbeitsplatz als auch mobil oder auf einem Hallenmonitor. Hexagon Xalt greift für Analysen und Optimierungsmaßnahmen auf ein breites Spektrum an historischen Daten zu.

### 6. Verlässliches Qualitätsmanagement

Das Ziel ist es Fehler in der Produktion auf hohem Maß zu vermeiden. Wir stellen sicher dass qualitätssichernden Maßnahmen über die gesamte Wertschöpfungskette hinweg lückenlos dokumentiert werden. Das Ziel ist es eine nahezu Null-Fehler-Produktion zu ermöglichen. Hexagon Xalt sorgt durch die konsequente Erfassung von Abweichungen dafür, dass Fehler vermieden werden. Hexagon Xalt unterstützt gezielte Maßnahmen, um Abweichungen zu erkennen, zu vermeiden und abzustellen. Hexagon Xalt sorgt für weniger Re-working – vom Materialeingang bis zum Versand an den Kunden.

### 7. Effizientes Ressourcenmanagement

In der Smart Factory werden keine Ressourcen verschwendet. Hexagon Xalt verwaltet alle Ressourcen digital und kann diese so kontinuierlich überwachen. Hexagon Xalt dokumentiert den Einsatz von Maschinen, Werkzeugen, Material und Energie konsequent. Hexagon Xalt bietet flexible Auswertungen, die zeigen, wo weitere Einsparpotenziale zu finden sind.

### 8. Vernetztes Warenlager

In der Smart Factory arbeiten Fertigung/Montage und Warenlager Hand in Hand. Hexagon Xalt sorgt durch eine direkte Vernetzung mit dem ERP und Warehouse Management Systemen (WMS) dafür, dass Materialtransfer Aufträge automatisiert in die Montage geliefert wird. Hexagon Xalt kann den Materialausgang abgleichen und eine BOM digitalisieren, um höchste Transparenz und Nachvollziehbarkeit in der Prozesskette zu gewährleisten.

[contact.de.mi@hexagon.com](mailto:contact.de.mi@hexagon.com)  
[www.hexagonmi.com/de-DE](http://www.hexagonmi.com/de-DE)