DuEPublico
Duisburg-Essen Publications online

Vierte IFToMM D-A-CH Konferenz 2018

In: IFToMM D-A-CH Konferenz

Dieser Text wird über DuEPublico, dem Dokumenten- und Publikationsserver der Universität Duisburg-Essen, zur Verfügung gestellt.

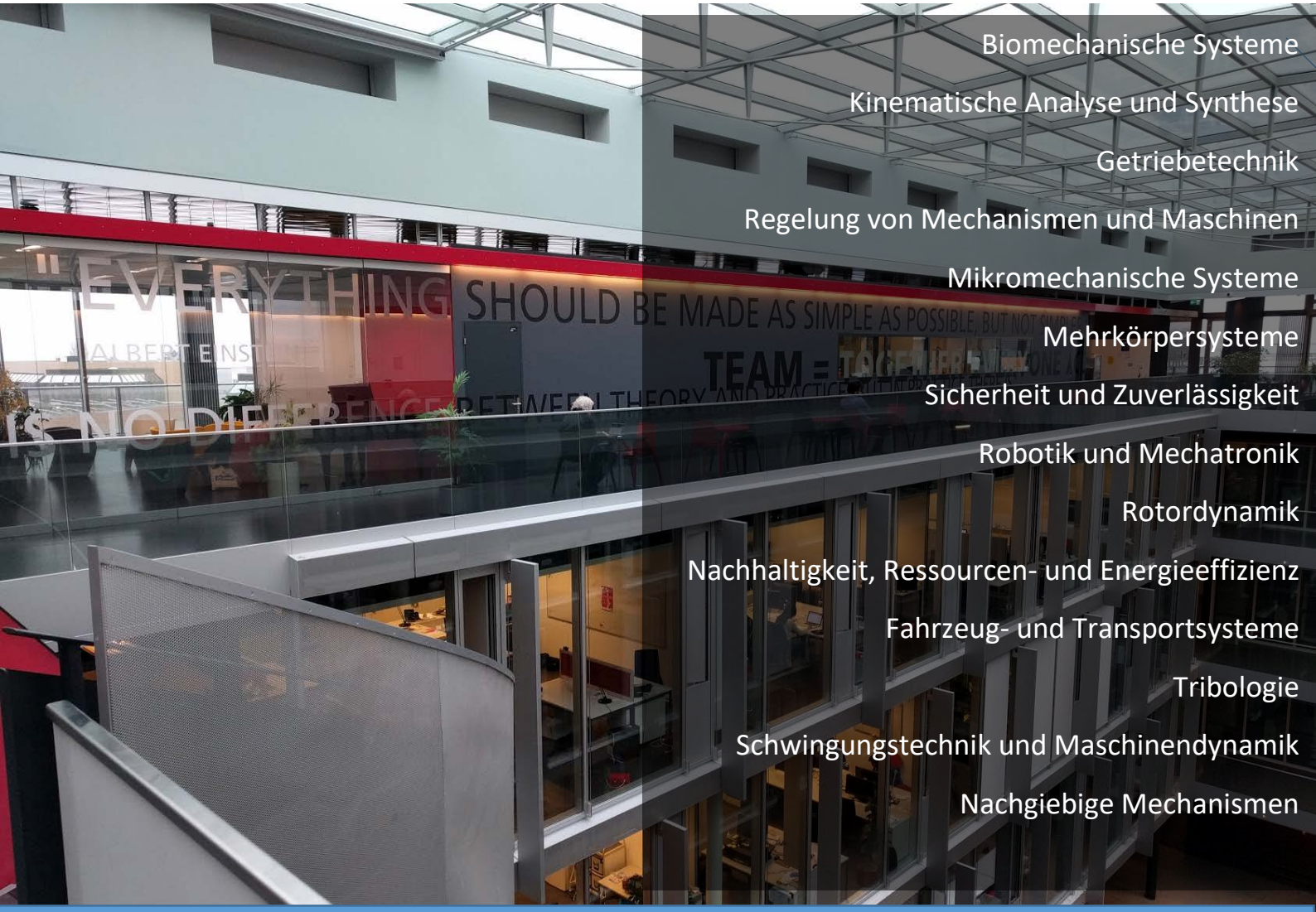
Die hier veröffentlichte Version der E-Publikation kann von einer eventuell ebenfalls veröffentlichten Verlagsversion abweichen.

DOI: https://doi.org/10.17185/duepublico/45207

URN: urn:nbn:de:hbz:464-20180720-080915-9

Link: https://duepublico.uni-duisburg-essen.de:443/servlets/DocumentServlet?id=45207

4. IFToMM D-A-CH
Konferenz 2018
15./16. Februar 2018, EPFL Lausanne



Biomechanische Systeme

Kinematische Analyse und Synthese

Getriebetechnik

Regelung von Mechanismen und Maschinen

Mikromechanische Systeme

Mehrkörpersysteme

Sicherheit und Zuverlässigkeit

Robotik und Mechatronik

Rotordynamik

Nachhaltigkeit, Ressourcen- und Energieeffizienz

Fahrzeug- und Transportsysteme

Tribologie

Schwingungstechnik und Maschinendynamik

Nachgiebige Mechanismen

IFToMM D-A-CH Konferenz 2018

der IFToMM Member Organizations
Austria, Germany, Switzerland

15.-16. Februar 2018, EPFL Lausanne

TAGUNGSBAND

4. IFToMM D-A-CH Konferenz 2018

15./16. Februar 2018, EPFL Lausanne

Organisation

Local Organization:

- Hannes Bleuler, EPFL
- Jürg Schiffmann, EPFL
- Philipp Hörler, EPFL

Program Committee:

- Maik Berger, TU Chemnitz
- Torsten Bertram, TU Dortmund
- Hannes Bleuler, EPFL
- Tobias Bruckmann, Uni Duisburg-Essen
- Burkhard Corves, RWTH Aachen
- Francisco Geu, Uni Duisburg-Essen
- Mathias Hüsing, RWTH Aachen
- Manfred Husty, Uni Innsbruck
- Andrés Kecskeméthy, Uni Duisburg-Essen
- Jörn Malzahn, IIT Genova
- Malte Oeljeklaus, TU Dortmund
- Jürg Schiffmann, EPFL

Technical Chair

- Jörn Malzahn, IIT Genova

Publications Chair

- Tobias Bruckmann, Uni Duisburg-Essen

Publicity Chair

- Mathias Hüsing, RWTH Aachen

Impressum

ISBN 978-3-940402-16-5
DOI 10.17185/duepublico/45207

Herausgeber
Universität Duisburg-Essen

Erscheinungsort
DuEPublico, Duisburg-Essen Publications Online
Universität Duisburg-Essen
http://duepublico.uni-duisburg-essen.de

© 2018

Programm 15. Februar

8:00 – 8:30 Uhr: Registrierung

8:30 – 9:00 Uhr: Keynote

9:00 – 10:00 Uhr: Sitzung

Martin Pfurner, Innsbruck: Geschlossene Gelenkketten mit höherer Beweglichkeit

Carsten Teichgräber, Chemnitz: Kollisionsvermeidung durch Redundanz*

10:00 – 10:30 Uhr: Kaffeepause

10:30 – 12:30 Uhr: Sitzung

Arvin Razoulzadeh, Wien: Linear pentapods with a simple singularity variety

Rainer Müller, Saarbrücken: Methodik zur Auslegung eines rekonfigurierbaren Robotersystems für moderne Applikationsszenarien

Michael Pieber, Innsbruck: Ein adaptiver Roboter zum Aufbau programmierbarer Strukturen in der Ebene

Freia Irina John, Dortmund: Vergleich von Steuerbarkeitsmetriken anhand eines strukturelastischen Roboterarms mit mehreren Schwingungsebenen

12:30 – 14:00 Uhr: Mittagessen

14:00 – 15:30 Uhr: Sitzung

Christoph Rösmann, Dortmund: Gain-Scheduling zwischen zeitoptimaler und quadratischer modellprädiktiver Regelung

Philipp Maximilian Sieberg, Duisburg: Nichtlineare modellbasierte prädiktive Regelung zur aktiven Wankstabilisierung von Personenkraftwagen

Lukas Herrmann, Heilbronn: Mathematische Betrachtung und Simulation von Multicoptern

15:30 – 16:00 Uhr: Kaffeepause

16:00 – 17:30 Uhr: Sitzung

Artemi Makarow, Dortmund: Vergleich der modellprädiktiven Trajektorienscharregelung mit konventionellen Regelungsverfahren

Jan Brinker, Aachen: Optimization of the Reconfiguration Planning of Cyber-Physical Production Systems

Sebastian Röttgermann, Duisburg: Vergleich von Motion-Cueing Algorithmen anhand von Ergebnissen aus Probandentestfahrten am LMR Robocoaster Motion Simulator

*=Beitrag nicht im Tagungsband

Programm 16. Februar

8:00 – 10:00 Uhr: Sitzung

Ohno, Takeda: Tokyo/Aachen: Identification of Joint Clearances in Parallel Robots by Using Embedded Sensors

Stefan Heinrich, Chemnitz: Beeinflussung des Gelenkspiels ebener Koppelgetriebe mit Hilfe des modulbasierten Analyse-Synthese-Parameter-Abgleichs

Johannes Meierhofer, München: Fortschritte bei der Numerischen und Experimentellen Kalibrierung von Magnetlagern

Jürg Schiffmann, Neuenburg: Schnelldrehende Spindeln auf Gaslager*

10:00 – 10:30 Uhr: Kaffeepause

10:30 – 12:30 Uhr: Sitzung

M. Schmitz, Aachen: Einführung eines innovativen Übungskonzepts zur Ergänzung von Robotik-Vorlesungen

René Uhlig, Ilmenau: Nachgiebige Elemente für den Einsatz in Gassicherheitsventilen

Philipp Schorr, Stefan Henning, Ilmenau: Analyse von Festkörpergelenken
Henning, Stefan, Ilmenau: PC-Programm zur Analyse und Synthese von Festkörpergelenken mit unterschiedlichen Aussparungsgeometrien

Thomas Feldmann, Bocholt: Ein kräftebasierter Algorithmus für die funktionale und gleichmäßige Verteilung von Schrauben auf komplexen Oberflächen mit optionalen Symmetriebedingungen

12:30 – 13:30Uhr: Mittagessen

13:30 – 15:30 Uhr: Sitzung

Elena Gerken, Novocherkassk/Dortmund: Experimental studies of magnetic positioning system

Igor Trofimov, Düsseldorf: Zeitsignale im Massenstrom eines Linearschwingförderers zur Nutzung für Regelungsaufgaben

Barbara Schlögl, Bocholt: Odometrie bei Laufrobotern nach Vorbild der Entfernungs- und Steigungsmessung von Wüstenameisen Cataglyphis spec.

Sami Charaf Eddine, Aachen: Duale Quaternionen für die Simultane Lokalisierung und Kartierung

15:30 – 16:00 Uhr: Verabschiedung

16:00 – 17:30 Uhr: (optional) Ausflug nach Sainte-Croix

*=Beitrag nicht im Tagungsband

Beiträge

Martin Pfurner ..... Seite 6
Geschlossene Gelenksketten mit höherer Beweglichkeit
http://dx.doi.org/10.17185/duepublico/45301

Arvin Rasoulzadeh, Georg Nawratil ..... Seite 7
Linear pentapods with a simple singularity variety
http://dx.doi.org/10.17185/duepublico/45333

Rainer Müller, Matthias Vette, Tobias Masiak, Ali Kanso ..... Seite 9
Methodik zur Auslegung eines rekonfigurierbaren Robotersystems für moderne Applikationsszenarien
http://dx.doi.org/10.17185/duepublico/45334

Michael Pieber, Rene Neurauter, Johannes Gerstmayr ..... Seite 17
Ein adaptiver Roboter zum Aufbau programmierbarer Strukturen in der Ebene
http://dx.doi.org/10.17185/duepublico/45335

Freia Irina John, Jörn Malzahn, Torsten Bertram ..... Seite 25
Vergleich von Steuerbarkeitsmetriken anhand eines strukturelastischen Roboterarms mit mehreren Schwingungsebenen
http://dx.doi.org/10.17185/duepublico/45336

Christoph Rösmann, Artemi Makarow, Frank Hoffmann, Torsten Bertram ..... Seite 27
Gain-Scheduling zwischen zeitoptimaler und quadratischer modellprädiktiver Regelung
http://dx.doi.org/10.17185/duepublico/45322

Philipp Maximilian Sieberg, Sebastian Reicherts, Dieter Schramm ..... Seite 29
Nichtlineare modellbasierte prädiktive Regelung zur aktiven Wankstabilisierung von Personenkraftwagen
http://dx.doi.org/10.17185/duepublico/45323

Lukas Herrmann, Tobias Bruckmann, Dieter Schramm, Markus Bröcker ..... Seite 37
Mathematische Betrachtung und Simulation von Multicoptern
http://dx.doi.org/10.17185/duepublico/45324

Artemi Makarow, Christoph Rösmann, Martin Keller, Torsten Bertram ..... Seite 45
Vergleich der modellprädiktiven Trajektorienscharregelung mit konventionellen Regelungsverfahren
http://dx.doi.org/10.17185/duepublico/45325

Jan Brinker, Dominic Ring, Marco Lübbecke, Yukio Takeda, Burkhard Corves ..... Seite 47
Optimization of the Reconfiguration Planning of Cyber-Physical Production Systems
http://dx.doi.org/10.17185/duepublico/45329

Sebastian Röttgermann, Duc An Pham, Francisco Geu Flores, Andrés Kecskeméthy ..... Seite 49
Vergleich von Motion-Cueing Algorithmen anhand von Ergebnissen aus Probandentestfahrten am LMR Robocoaster Motion Simulator
http://dx.doi.org/10.17185/duepublico/45332

Masumi Ohno, Yukio Takeda ..... Seite 51
Identification of Joint Clearances in Parallel Robots by Using Embedded Sensors
http://dx.doi.org/10.17185/duepublico/45328

Stefan Heinrich, Maik Berger ..... Seite 53
Beeinflussung des Gelenkspiels ebener Koppelgetriebe mit Hilfe des modulbasierten Analyse-Synthese-Parameter-Abgleichs
http://dx.doi.org/10.17185/duepublico/45305

Johannes Maierhofer, Thomas Thümmel, Daniel Rixen..... Seite 54
Fortschritte bei der Numerischen und Experimentellen Kalibrierung von Magnetlagern
http://dx.doi.org/10.17185/duepublico/45321

Markus Schmitz, Burkhard Corves, Mathias Hüsing ..... Seite 56
Einführung eines innovativen Übungskonzepts zur Ergänzung von Robotik-Vorlesungen
http://dx.doi.org/10.17185/duepublico/45303

René Uhlig, Lena Zentner ..... Seite 58
Nachgiebige Elemente für den Einsatz in Gassicherheitsventilen
http://dx.doi.org/10.17185/duepublico/45320

Philipp Schorr, Sebastian Linß, Lena Zentner, Klaus Zimmermann ..... Seite 60
Einfluss der Orientierung von Festkörpergelenken auf die elastokinematischen Eigenschaften
http://dx.doi.org/10.17185/duepublico/45330

Stefan Henning, Sebastian Linß, Philipp Schorr, Lena Zentner ..... Seite 62
PC-Programm zur Analyse und Synthese von Festkörpergelenken mit unterschiedlichen Aussparungsgeometrien
http://dx.doi.org/10.17185/duepublico/45331

Thomas Feldmann, Stephan Dahmen, Jens Diepenbruck ..... Seite 64
Ein kräftebasierter Algorithmus für die funktionale und gleichmäßige Verteilung von Schrauben auf komplexen Oberflächen mit optionalen Symmetriebedingungen
http://dx.doi.org/10.17185/duepublico/45326

Elena Gerken, Valery Grechikhin, Torsten Bertram ..... Seite 67
Experimental studies of magnetic positioning system
http://dx.doi.org/10.17185/duepublico/45327

Igor Trofimov, Andreas Jahr ..... Seite 69
Zeitsignale im Massenstrom eines Linearschwingförderers zur Nutzung für Regelungsaufgaben
http://dx.doi.org/10.17185/duepublico/45302

Barbara Schlögl, Tobias Seidl, Toni Wöhrl, Tobias Bruckmann, Dieter Schramm ..... Seite 77
Odometrie bei Laufrobotern nach Vorbild der Entfernungs- und Steigungsmessung von Wüstenameisen Cataglyphis spec.
http://dx.doi.org/10.17185/duepublico/45300

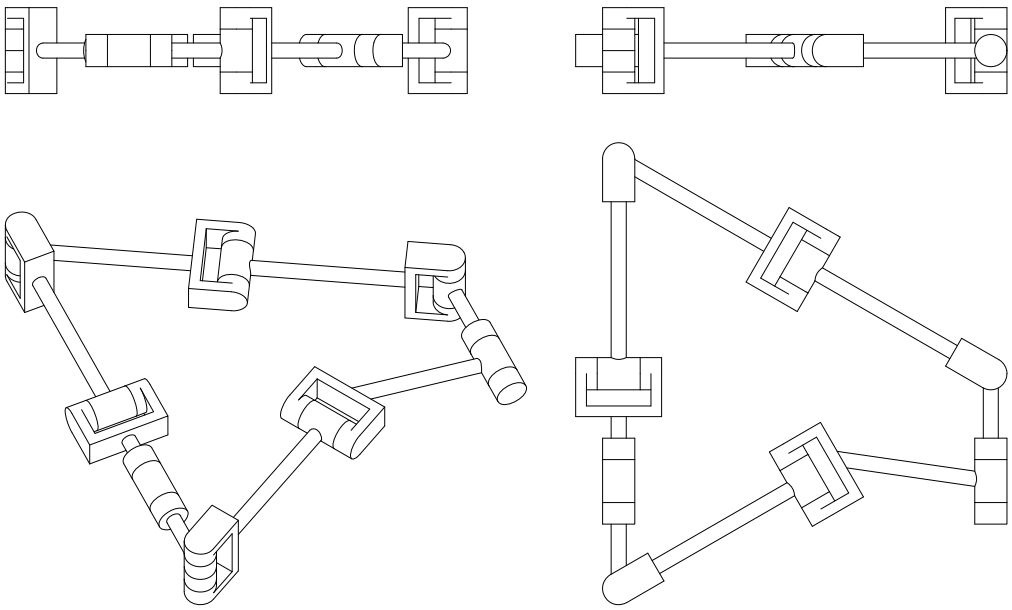
Sami Charaf Eddine, Sascha Weil, Burkhard Corves ..... Seite 85
Duale Quaternionen für die Simultane Lokalisierung und Kartierung
http://dx.doi.org/10.17185/duepublico/45338

Geschlossene Gelenksketten mit höherer Beweglichkeit

Ass.-Prof. Mag. Dr. Martin Pfurner, Universität Innsbruck
Institut für Grundlagen der Technischen Wissenschaften, 6020 Innsbruck, Österreich
martin.pfurner@uibk.ac.at

Kurzfassung

Bei einer genauen Betrachtung von geschlossenen Gelenksketten ergibt sich, dass jene mit 7 oder mehr Gliedern im Allgemeinen beweglich sind. Bei vier, fünf oder sechs Gliedern sind bestimmte Voraussetzungen an die Abmessungen der Kette zu stellen, dass diese überhaupt beweglich werden. Ein sehr berühmtes Beispiel für eine viergliedrige Gelenkskette ist der sogenannte Bennett Mechanismus [1], welcher aus vier Gliedern verbunden mit vier Drehgelenken besteht.
Zwei berühmte Beispiele von sechgliedrigen Gelenksketten sind der sogenannte Schatz Mechanismus [3] oder Bricards orthogonaler Mechanismus [2]. Bei einer näheren Betrachtung fällt die Ähnlichkeit dieser beiden paradox beweglichen Mechanismen auf, was zu einer Kombination dieser einlädt. Der entstehende Mechanismus ist nicht die erste achtgliedrige Kette deren Bewegung untersucht wurde. Gerade in letzter Zeit hat sich das Interesse an derartigen beweglichen Strukturen verstärkt [4, 5].
In diesem Bericht soll die grundsätzliche Synthese dieses achtgliedrigen Mechanismus (siehe Bild) aufgezeigt und erste Ergebnisse zu einparametrigen Unterbewegungen präsentiert werden.



Literatur

[1] Bennett, G.T.: *A new mechanism*. Engineering. (1903) Vol.76, S. 777-778.

[2] Bricard, R.: *Leçon de Cinématique*. Tome II, Cinématique Appliquée, Gauthier-Villars, Paris, 1927.

[3] Schatz, P.: *Rhytmusforschung und Technik*. Verlag freies Geistesleben, Stuttgart, 1975.

[4] Tang, Zhao; Zlatanov, D.; Dai, J.: *Kinematics and Bifurcation of a Twofold-Symmetric Eight-Bar Linkage*. In: Zeghloul S., Romdhane L., Laribi M.A. (eds) Proceedings of the 7th International Workshop on Computational Kinematics, Futuroscope-Poitiers, France, May 2017. ISBN 978-3-319-60866-2.

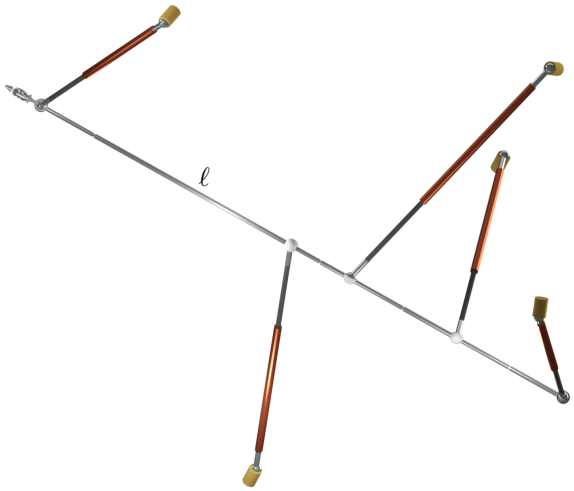
[5] Wang, J.; Bai, G.; Kong, X.: *Single-Loop Foldable* 8*R Mechanisms with Multiple Modes*. In: Wenger P., Flores P. (eds) New Trends in Mechanism and Machine Science. Mechanisms and Machine Science, vol 43. Springer, 2017.

Lineare Pentapoden mit einfacher Singularitätsvarietät
Linear pentapods with a simple singularity variety

Arvin Rasoulzadeh and Georg Nawratil, Vienna University of Technology, Center for Geometry and Computational Design, 1040 Vienna, Austria, {rasoulzadeh, nawratil}@geometrie.tuwien.ac.at.

Abstract

A *linear pentapod* can be defined as a five degree-of-freedom (DOF) *line-body component* of a Gough-Stewart platform consisting a linear motion platform ℓ with five identical spherical-prismatic-spherical (SPS) legs, where the prismatic joints are active and the rest are passive. The pose of ℓ is uniquely determined by a point $(u,v,w,p_x,p_y,p_z) \in \mathbb{R}^6$ located on the singular quadric $\Gamma: u^2+v^2+w^2=1$, where (u,v,w) determines the orientation of ℓ and (p_x,p_y,p_z) its position.



It turns out that this kind of manipulator is an interesting alternative to serial robots handling axis-symmetric tools. Some fundamental industrial tasks such as 5-axis milling, laser engraving and water jet cutting can be counted as its applications in industry.

Singularity analysis

Singularity analysis plays an important role in motion planning of parallel manipulators. Special configurations referred to as *kinematic singularities* have always been central in mechanism theory and robotics. Beside being an intellectually appealing topic, the study of kinematic singularities provides an insight of major practical and theoretical importance for the design, control, and application of robot manipulators. In such singularities, the *kinetostatic* properties of a mechanism undergo sudden and dramatic changes. This motivates the enormous practical value of a careful study and thorough understanding of the phenomenon for the design and use of parallel manipulators.
From the line-geometric point of view a linear pentapod is in a singular configuration if and only if the five carrier lines of the legs belong to a linear line congruence; i.e. the Plücker coordinates of these lines are linearly dependent. From this latter characterization the following algebraic one can be obtained: The set of all singular robot configurations equals the intersection of Γ with a cubic hypersurface Σ of $\mathbb{R}^6$. Moreover, a rational parametrization of this singularity loci $\Gamma \cap \Sigma$ was given by the authors in [1].

Goals and results

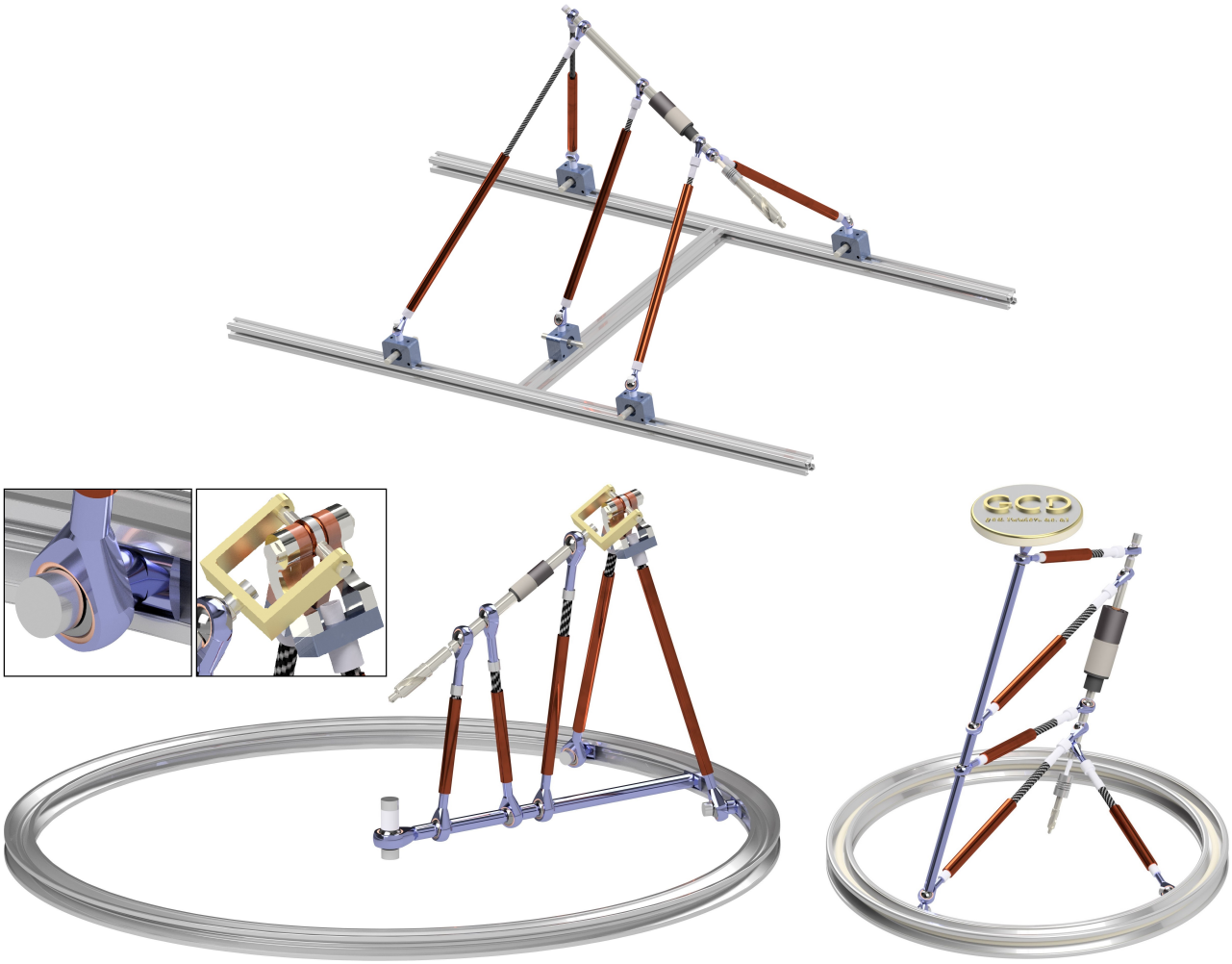
It can easily be seen that the equation of the cubic hypersurface Σ is only quadratic in position as well as orientation variables. The intention of our work is to find necessary conditions for Σ to be:

- linear in position variables,
- linear in orientation variables,
- quadratic in total.

Clearly, due to the degree reduction it becomes easier to obtain closed form information about singular poses. But the main motivation for our research is the computational simplification of singularity-free zones, for which the state of the art is as follows:

In [1] it was proven that for a generic linear pentapod, the computation of the maximal singularity-free zone in the position/orientation workspace (with respect to the Euclidean/spherical metric) needs the solution of a polynomial of degree 6 and 8, respectively.
In contrast, the determination of the closest singular pose within the complete configurations space (with respect to an object oriented metric) reduces to the solution of a polynomial of degree 80. Due to this high degree, computation in real time is not possible. Our first idea to cope with this problem was to relax the motion group from the Euclidean one to the group of equiform motions (similarity transformations), which is equivalent to omitting the normalizing condition Γ. Doing so, the degree drops to 28, which was demonstrated in the addendum of [1, arXiv version]. As the obtained distance of the relaxed problem is less or equal the distance of the original problem, it can be used as the radius of a hypersphere, which is guaranteed singularity-free.

All resulting designs of our study have the property that the degree of the polynomial associated with the closest singular pose drops from 80 to 10 and for the relaxed problem from 28 to 3, respectively. In conclusion we propose three kinematically redundant linear pentapods (illustrated below), which have a simplified singularity variety in all of their possible configurations.



References

[1] Rasoulzadeh, Arvin, and Nawratil, Georg: *Rational parametrization of linear pentapods singularity variety and the distance to it*. Computational Kinematics (S. Zeghloul et al. eds.), pages 516–524, Springer (2017) arXiv:1701.09107 (extended version)

Acknowledgment

This research is supported by Grant No. P 24927-N25 of the Austrian Science Fund FWF. Moreover Arvin Rasoulzadeh is funded by the Doctoral College "Computational Design" of the Vienna University of Technology.

Methodik zur Auslegung eines rekonfigurierbaren Robotersystems für moderne Applikationsszenarien

Methodology for design of reconfigurable robot systems based on suitability for modern application scenarios

Prof. Dr.-Ing. Rainer Müller, Dipl.-Wirt.-Ing. (FH) Matthias Vette M.Eng., Tobias Masiak M.Eng., Ali Kanso M.Sc., ZeMA - Zentrum für Mechatronik und Automatisierungstechnik gemeinnützige GmbH, Gewerbepark Eschberger Weg 46, Gebäude 9, 66121 Saarbrücken, Deutschland, a.kanso@zema.de

Kurzfassung

Die Einsatzmöglichkeiten von Industrierobotern haben sich seit der ersten Roboterapplikation in der Produktionslinie von GM in den USA im Jahr 1961 erheblich weiterentwickelt. Immer komplexere Aufgabenstellungen und Anforderungen an Industrieroboter, sowie ständig steigende Produkt- und Variantenvielfalt in einem immer kürzer werdenden Produktlebenszyklus, haben einen Bedarf an rekonfigurierbaren Robotersystemen zur Folge. Um diesen Herausforderungen zu begegnen, sind konventionelle Robotersysteme, mit festen kinematischen und dynamischen Dimensionen, teils ungeeignet und stellen die Anforderung rekonfigurierbar zu sein. Zusätzliche Sensoren und Aktoren erweitern zudem die Einsatzmöglichkeiten. Am ZeMA werden im Rahmen des EU Forschungsprojektes FourbyThree (no 637095) verschiedene Szenarien untersucht, indem der Roboter zur Durchführung verschiedener Applikationen, wie Schrauben, Schweißen, Nieten und Handhaben, eingesetzt wird. Jede Applikation stellt unterschiedliche Anforderungen an das Robotersystem. Der Schweißprozess benötigt eine hohe Bahngenauigkeit sowie die Möglichkeit zur sensorischen Nachführung der Bahndaten. Der Nietprozess erfordert eine hohe Pose-Genauigkeit und programmierbare Nachgiebigkeit. Ein Konzept für den Aufbau eines rekonfigurierbaren aber gleichzeitig genauen Robotersystems wird in FourByThree Projekt entwickelt. Durch modulare Elemente soll der aufgebaute Roboter auf die variierende Arbeitsräume und Prozesskräfte schnell reagieren können. Dazu wird im ersten Schritt das zu montierende bzw. handhabende Produkt analysiert, danach wird der Prozess näher betrachtet. Die gewonnenen Informationen und Randbedingungen aus der Produkt- und Prozessanalyse sind die Bausteine für das Konzipieren und Entwickeln des Betriebsmittels. Der entwicklte Manipulator dieses Robotersystems ist modular, einfach zu rekonfigurieren und weist Adaptions- und Anpassungsfähigkeiten an die verschiedenen Aufgaben auf. Im Rahmen dieses Papers wird eine Methodik zum Auslegen eines rekonfigurierbaren Robotersystems vorgestellt.

Abstract

The application fields of industrial robots have known a considerable development since their first robotic application by the the production line GM in the USA, in 1961. Tasks and requirements are more and more complex. So are also the diversity and variants of the product, paired with always shorter life cycles of the products. Those factors lead to a growing need of reconfigurable robotic systems. Conventional robot systems, with their fixed kinematic and dynamic dimensions, are not able to respond to theses challenges anymore. They must therefore be replaced with reconfigurable robot system, as well as additionals sensors and actors. ZeMA continuously works on different scenarios in the course of the project FourByThree, in which the robots are set for the execution of different applications, like screwing, welding, riveting and handling. Each of these applications poses specific requirements on the robot system. The welding process requires a high path accuracy as well as the possibility of sensory tracking of the rail data. The riveting process also requires a high pose accuracy and a programmable resilience. A concept for the conception of a reconfigurable robot system is being developed in the scope of the FourByThree project. The built-up robot should be able to quickly react to the varying application requirements, thanks to its modular elements. This is why as a first step, the product is analyzed, after which it is examined in further detail. These informations and boundary conditions collected throughout the analyse of the product and the process are the key constituent of the conception and development of the equipment. This article presents a methodology to display a reconfigurable robot system.

1 Einleitung

Roboter werden im Allgemeinen zur Erhöhung der Produktivität und Qualität von Produktionsanlagen eingesetzt. Er kann aber auch den Menschen bei gefährlichen, sich wiederholenden und unergonomischen Aufgaben unterstützen.

Bild 1 Dritter FourByThree Roboterprototyp

Robotersysteme spielen eine wichtige Rolle in der Produktion und werden in verschiedenen Branchen eingesetzt. Nach der Norm DIN 8373 besteht ein Roboter aus dem Manipulator, der die Bewegung des Roboters erzeugt, und der Steuerung, die sowohl die Bahnplanung und Bewegung des Manipulators vorgibt bzw. überwacht, als auch die Kommunikation mit der Umgebung durch verschiedene Schnittstellen ermöglicht. Ein Robotersystem beinhaltet zusätzlich zum Roboter den Endeffektor, sowie zusätzlicher Sensoren und Peripherie, die für den Roboter zur Ausführung der Aufgabe notwendig sind. Zusätzliche Datenübertragungsschnittstellen sind vonnöten um Sensoren auszulesen und Aktoren anzusteuern [2]. Die Anzahl der eingesetzten Roboter steigt stetig. Ein Grund für diesen Anstieg ist die Erschließung neuer Applikationen und Aufgaben, die sich mit Robotern lösen lassen. Fallende Preise der Industrieroboter um ca. 40 % in den letzten Jahren [3] haben eine Ausbreitung des Einsatzes von Industrieroboter in KMUs (kleine und mittlere Unternehmen) zur Folge [4].

Klassischen Integratoren von Robotersystemen bieten vollautomatisierte Applikationen zur Integration der Robotersysteme in die Umgebung an. Die Integration dieser Applikationen ist zeitaufwändig, oftmals komplex und mit hohen Kosten verbunden, da die Integrationskosten eines Industrierobotersystems zehnmal höher sind als die Anschaffung des Roboters selbst [5]. Aus diesem Grund sind Industrierobotersysteme häufig in der Massenproduktion wie z.B. in der Automobilindustrie anzutreffen. Bei kleinen Stückzahlen ist der Einsatz dieser Systeme jedoch beschränkt, da diese oftmals unwirtschaftlich sind [6]. Armbruster erwähnt, dass nur 22 % der Unternehmen Roboter in der Kleinserienfertigung und 14 % in der Einzelfertigung einsetzen [7]. Um die Wettbewerbsfähigkeit der Unternehmen im Hochlohnstandort zu erhalten, werden innovative Lösungen benötigt. Die Montage von großflächigen oder großvolumigen Bauteilen, bspw. in der Flugzeug- oder Schienenfahrzeugmontage, stellt eine Herausforderung dar [8], da eine vollautomatisierte Lösung mit konventionellen Robotersystemen ist in dieser Situationen bzw. in diesen Szenarien nicht sinnvoll. Die Integration eines Robotersystems ist in Anlehnung an Siciliano und Khatib [1] in fünf Schritten untergliedert: Physikalische Verbindung, Herstellung der Kommunikation, Einstellung der Konfiguration, Herstellung der Applikationsschnittstelle und abschließend Programmierung der Aufgabe. Dieser Integrationsaufwand eines Robotersystems begrenzt die Fähigkeit der Unternehmen auf Marktveränderung zu reagieren und schränkt die Beherrschung der Variantenvielzahl ein.

Die klassischen Hersteller von Industrieroboter verknüpfen die Traglast des Roboters mit dessen Arbeitsraum. Beide Größen stehen jedoch nicht in einem unmittelbaren Zusammenhang, da Aufgaben die innerhalb eines größeren Arbeitsraumes ausgeführt werden, nicht unbedingt eine höhere Traglast erfordern. Daher werden rekonfigurierbare Robotersysteme benötigt, die die Traglast und kinematische Dimensionen unabhängig voneinander betrachten.

Außerdem stellen rekonfigurierbare Robotersysteme innovative Lösungen zur Minimierung des Integrationsaufwandes dar. Sie profitieren dabei von der Flexibilität und schnellen Rekonfigurierbarkeit. Modulare mechatronische Baukästen sind eine Voraussetzung zur Realisierung dieser Systeme. Im Rahmen dieses Artikels wird eine Methodik zur Auslegung eines modularen, rekonfigurierbaren Robotersystems vorgestellt. Der Manipulator des Robotersystems ist modular und einfach zu rekonfigurieren (siehe

Bild: 1), weiterhin weist er Adaptions- und Anpassungsfähigkeiten gegenüber verschiedenen Aufgaben auf.

Um einen bedarfs- und anforderungsgerechten Einsatz der Roboter zu ermöglichen, müssen diese individuell auf ihre spezifischen Fähigkeiten im Szenario hin bewertet werden. Einige Leistungsmerkmale können bei der Auslegung der mechanischen und kinematischen Strukturen berücksichtigt werden. Glieder des Roboters können schnell rekonfiguriert werden, um auf die Änderung des Prozessarbeitsraums einzugehen. Andere Leistungsmerkmale des Roboters können durch statische Kalibrierung verbessert werden. Weitere Fähigkeiten können durch Ergänzung des mechatronischen Systems, wie z.B. zusätzliche Sensoren (z.B. Kamera, Abstandsensor) oder Aktoren, realisiert werden.

2 Stand der Technik

Die Firma IGUS bietet verschiedene modulare Baukästen (siehe Bild: 2), wie Gelenke, Gelenkarme Antriebseinheiten und Werkzeuge, die miteinander beliebig rekonfigurierbar und erweiterbar sind, an um einen seriellen Roboter zu rekonfigurieren. Das Material der Gelenke ist Kunststoff, die Gelenkarme können in verschiedenen Längen und Ausführungen zur Verfügung gestellt werden. Das Robolink D ist ein direkt angetriebenes Gelenk mit Kunststoff-Schneckengetriebe, bei dem ein Schrittmotor Verwendung findet. Dadurch ist ein serieller Manipulator mit bis zu 4 DoF rekonfigurierbar. Das Robolink W ist ein Gelenk mit Seilantrieb und erlaubt die Kombination von Drehen und Schwenken in einem Gelenk. Dadurch ist ein serieller Manipulator mit bis zu 6 DoF rekonfigurierbar [10].

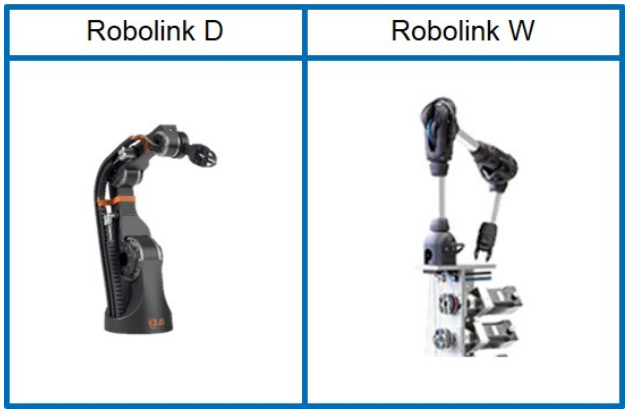


Bild 2 Modulare Antriebe IGUS [10]

Andere Hersteller, wie beispielsweise Schunk [11], bieten Roboterbaukästen (siehe Bild: 3) an. Ziel ist es, einen seriellen Roboter aus modularen Elementen, mit unterschiedlichen Freiheitsgraden (bis 6 DoF) und unterschiedlicher Kinematik, zu konstruieren.

Bild 3 Modulare Antriebe Schunk [11]

Die genannten Robotersysteme unterstützen bei verschieden Aufgaben, zum Beispiel beim Handhaben, Nieten, Schweißen, Schrauben sowie weiteren Montageaufgaben. Bei rekonfigurierbaren Systemen kann der Roboter einfach auf- und umgestellt werden, das Verhältnis von Eigengewicht zu Traglast der Manipulatoren ist gering (Leichtbauroboter), sie beherrschen einfache Bedien- und Programmierkonzepte.

Das wichtigste Leistungsmerkmal bei Roboter Applikationen ist die Wiederholgenauigkeit des Roboters, deswegen geben alle Hersteller diese in ihren Datenblättern und Spezifikationen der Systeme an. Die Berechnung der Wiederholgenauigkeit erfolgt nach ISO 9283 und liegt meistens im Bereich von einem Zehntel mm [9]. Andere Leistungsmerkmale wie Pose- oder Bahn-Genauigkeit sind in der Regel nicht gegeben und sind stark applikationsabhängig.

3 Entwicklungsprozess

Am ZeMA werden im Rahmen des FourbyThree Projektes verschiedene Szenarien untersucht, in dem der Roboter zur Durchführung verschiedener Applikationen, wie Schweißen und Nieten, eingesetzt wird. Ein Konzept für den Aufbau eines modularen rekonfigurierbaren Robotersystems wird entwickelt. Durch modulare Elemente soll der aufgebaute Roboter auf die variierenden Applikationsanforderungen schnell reagieren. Dazu wird im ersten Schritt das montierende Produkt analysiert, danach wird der Prozess näherer betrachtet. Die gewonnenen Informationen und Randbedingungen aus der Produkt- und Prozessanalyse sind die Bausteine für das Konzipieren und der Entwicklung des Betriebsmittels (siehe Bild: 4).

Bild 4 Planungsansatz für die Entwicklung von Montageprozessen am ZeMA [12].

3.1 Anforderungen der Applikation

Um die Flexibilität des Handhabungsgerätes und die Möglichkeit der Hindernisvermeidung bei Produkten mit komplexeren Volumen zu garantieren, wurde die Auswahl einer seriellen Kinematik getroffen.

3.1.1 Ableiten eines kinematischen Modells

Ausgehend von der Anwendungsdefinition werden die notwendigen Freiheitsgrade des Roboters bestimmt. Ein Handhabungsgerät mit offener kinematischer Kette bzw. ein serieller Roboter besteht prinzipiell aus einer Regional- und Lokalstruktur. Die Regionalstruktur besteht aus drei Gelenken (translatorisch oder rotatorisch), die durch zwei Glieder miteinander verbunden sind. Sie dient zur Positionierung des Tools im Arbeitsraum. Wobei die Lokalstruktur, die aus drei rotatorischen Gelenken besteht, zur Orientierung der Roboterhand im Raum dient. Die Regionalstruktur legt die kinematische Struktur und damit den Arbeitsraum des Roboters fest. Allgemein existieren 20 sinnvolle Regionalstrukturen, in dem der Gelenktyp (translatorisch oder rotatorisch) und die Bewegungsachse von einer Struktur zur anderen variieren können [13]. Die VDI Richtlinie 2861 - Blatt 1 legt die Achsbezeichnung eines Roboters fest. Nach dieser, repräsentieren A, B und C jeweils die Rotationsachsen um die z-, y- und x-Achse. Wobei X, Y und Z jeweils die Translationsachsen um z-, y- und x-Achse repräsentieren [**?**]. Die Prozessarbeitsräume der untersuchten Szenarien sind mit einem Roboter, dessen Arbeitsraum ein Torus darstellt, zu erreichen. Nach der Analyse der Arbeitsräume der 20 sinnvollen Strukturen, ist die Auswahl auf eine CBB Struktur erfolgt. Die Regionalstruktur soll für die verschiedenen Applikationen konstant gehalten werden. Je nach Anforderung ist die Länge der Glieder oder auch die Dimensionen des Antriebs anpassbar. Dadurch werden drei Freiheitsgrade erfolgen. Die Länge der Glieder wird durch modulare und skalierbare Elemente mit verschiedenen Dimensionen ermöglicht. Die Lokalstruktur wird durch den Freiheitsgrad des Roboters bestimmt. In dem z. B. bei Applikationen, die vier Freiheitsgrade benötigen, die Lokalstruktur aus einem Gelenk, Glied und Flansch besteht. Die Ausrichtung des Gelenks wird durch die verlangte Orientierung festgelegt. Durch Umbauen von Gelenken und Gliedelementen kann der Roboter rekonfiguriert werden, sodass ohne großen Aufwand auf Applikationsänderung reagiert werden kann. Die mechanische Änderung an der Kinematik muss bei der Steuerung beachtet werden.
Die Dimensionen des Prozessarbeitsraums geben Auskunft über die Abmessung des Roboters. Die offene kinematische Kette wird mit der Konvention, die von Denavit und Hartenberg entwickelt wurde (DH-Konvention), modelliert [14]. Diese ist in der Handhabungstechnik weitverbreitet. In der nachfolgenden Abbildung (siehe Bild: 5) ist ein Beispiel zur Festlegung der DH-Parameter für ein Roboter mit vier Freiheitsgraden zu sehen.

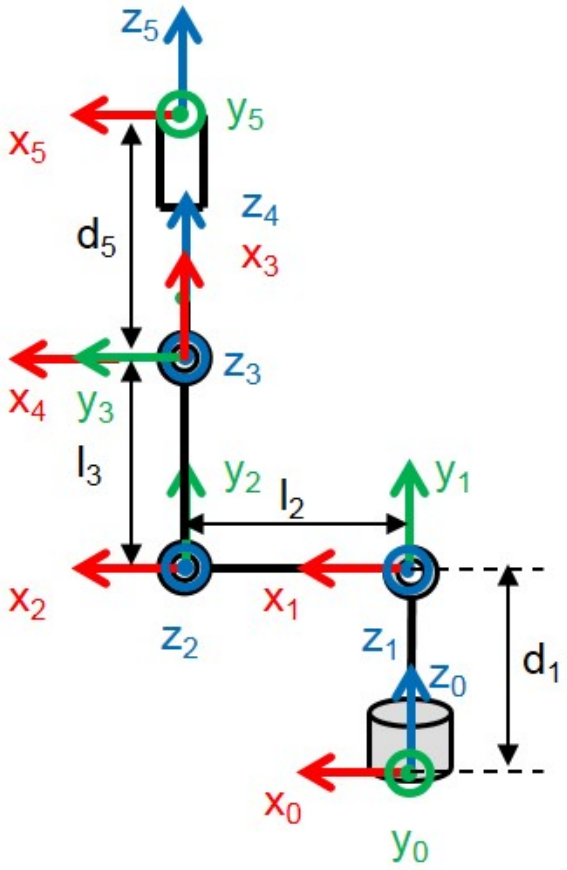


Bild 5 Modellieren eines 4 DoF Roboters mittels DH-Konvention

Bild 6 DH-Parameter (*: Home Position)

i	d_i	l_i	θ_i	α_i
1	d_1	1_1	0*	-90
2	d_2	1_2	90*	0
3	d_3	1_3	−90*	0
4	d_4	1_4	0*	-90

Mit Hilfe des ermittelten DH-Modells kann ein direktes und indirektes kinematisches Modell des Roboters aufgestellt werden. Das direkte kinematische Modell berechnet ausgehend von den Rotationswinkeln der Gelenke die erreichte Position bzw. Pose im kartesischen Raum. Das inverse kinematische Model wiederum legt die Roboterkonfiguration für eine gegebene Position bzw. Pose in Raum fest.

3.1.2 Arbeitsraumanalyse

Der Arbeitsraum eines Roboters wird durch die erreichbaren Positionen am Endeffektor definiert. Der entwickelte Roboter muss den festgelegten Prozessarbeitsraum innerhalb seines Arbeitsraumes erreichen. Ohne die Möglichkeit den Arbeitsraum des Roboters zu ermitteln, ist es nicht möglich zu sagen, ob der Roboter die gewünschte Aufga-

be erfüllen kann. Der Arbeitsraum des Roboters wird numerisch durch Anwenden der Diskretisierungsmethode bestimmt. In der Diskretisiertungsherangehensweise wird der Arbeitsraum durch ein regulär angelegtes Koordinatensystem, entweder mit kartesischen oder polaren Koordinaten, beschrieben. Um die Diskretisierung zu beginnen, wird eine ungefähre Menge basierend auf dem festgelegten Arbeitsraum angenommen. Mit der Regionalstruktur CBB ergibt sich ein Arbeitsraum in Form eines Torus. Dieser Arbeitsraum ist in Bild 7 gezeigt. Die ursprünglichen Werte der Roboterabmessungen basieren auf den Abmessungen des Produktes. Jeder Punkt wird darauf geprüft, ob er vom Roboter erreicht werden kann oder nicht. Diese Überprüfung kann mit Hilfe des inversen kinematischen Modells des Roboters durchgeführt werden. Dabei wird die Konfiguration des Roboters an einem gewünschten Punkt bestimmt.

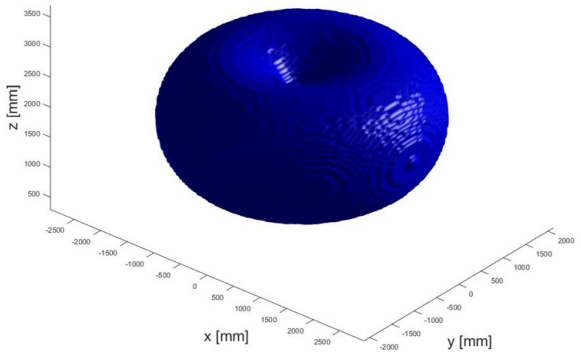


Bild 7 Ein Torus, der den Arbeitsraum einer CBB Struktur abbildet

Das inverse kinematische Model des Roboters wird den DH Parametern sowie der Kinematik des Roboters zugrunde gelegt. Für Roboter mit vier Freiheitsgraden wird das inverse kinematische Problem über das modulare Verfahren, das in der deutschen VDI Richtlinie 2412 Teil 2 aufgezeigt wird, gelöst. Diese Methode benutzt komplexe Zahlen, um das kinematische Problem des seriellen Roboters zu beschreiben. Die Genauigkeit der Abgrenzung ist abhängig vom Abtastschritt, der zur Erstellung des Koordinatensystems benutzt wird. Eine analytische Lösung existiert für Roboter mit vier oder weniger DoF, um das inverse kinematische Problem zu lösen. Die Lösung für Roboter mit sechs DoF erweist sich als komplizierter. In diesem Fall gibt es zwei mögliche Strategien, um das inverse kinematische Problem zu lösen: die analytisch geschlossene und die numerische Lösung. Nach Craig liegt der ersten Methode eine analytische Ausdrucksweise oder das Lösen eines Polynoms vierten oder geringeren Grades zu Grunde, bei welchem nicht-iterative Kalkulationen zum Erreichen einer Lösung ausreichen. Als Folge aus der iterativen Eigenschaft sind numerische Lösungen generell deutlich langsamer als die dazugehörigen analytisch geschlossenen Lösungen [16].

Die Arbeitsraumanalyse, welche dem diskretisierten Verfahren zu Grunde liegt, kann, abhängig vom Arbeitsraumvolumen und der Abtastfrequenz mehrere Stunden - eventuell sogar mehrere Tage dauern. Aus diesem Grund wird die analytisch geschlossene Methode, mit einer deutlich kürzeren Dauer, bevorzugt. Allgemein haben alle Roboter mit sechs DoF eine numerische Lösung. In speziellen Fällen, kann abhängig von der Kinematik eine analytisch geschlossene Lösung entwickelt werden, bspw. wenn der hintere Teil sich kreuzende Gelenkachsen besitzt, z.B. bei der Zentralhand.

Anhand des Ergebnisses aus der Arbeitsraumanalyse werden die DH Parameter modifiziert. Dies garantiert, dass der Roboter alle Punkte in dem festgelegten Arbeitsraum erreicht. Im Falle, dass der Arbeitsraum des Roboters deutlich größer als der festgelegte Arbeitsraum ist, wird ein kürzeres Glied gewählt, um die Differenz zwischen den zwei Arbeitsräumen anzugleichen.

3.2 Modellierung statischer und dynamischer Prozesse

Nachdem die kinematischen Eigenschaften des Roboters ermittelt wurden, können die dynamischen Eigenschaften untersucht werden. Anhand der Prozessanforderungen, Nutzlast, Prozesskräfte, Endeffektorgeschwindigkeit und -beschleunigung können die Antriebskräfte und -momente der Aktoren rekursiv über ein rechenbasiertes Programm berechnet werden. Die Ableitung der Aktoreigenschaften ist abhängig von den Glied- und Gelenkabmessungen und Massen. Das Trägheitsmoment dieser Elemente hat einen Effekt auf die Leistung des Manipulators, speziell für hochdynamische Anwendungen.

3.3 Ermitteln einer Roboterkonfiguration basierend auf einem mechatronischen Baukasten

Anhand der Ergebnisse der durchgeführten Studien auf verschiedene Szenarien werden mehrere modulare Elemente am ZeMA entwickelt. Diese Elemente können in Baugruppen wie Gelenk, Handgelenk, Winkelhand, Glied, Basis, Flansch und Aktorgehäuse eingruppiert werden. Die Kombination dieser Gruppen mit einem Schaltschrank und Gliedern ermöglich dem Endnutzer oder System-Integrator einen Manipulator zu erstellen, der dessen Anwendungsanforderungen leisten kann. Um Montagefehler zu vermeiden, wurde der Manipulator nach dem poka yoke Konzept konstruiert (siehe Bild: 8) [17].

Bild 8 Markierung zur Einstellung der Glieder

4 Umsetzung und Validierung

Das aufgebaute Robotersystem soll die verlangten Anforderungen der Applikationen erfüllen. Neben den kinematischen und dynamischen Dimensionen des Roboters, wie Arbeitsraum, Freiheitsgrad, Traglast und Prozesskräfte, soll der Roboter bei den verschiedenen Applikationen, die jeweiligen Genauigkeiten aufweisen. Die DIN EN ISO 9283 definiert die Leistungskenngrößen des Industrieroboters und legt die Prüfmethoden zur Evaluation eines Industrieroboters fest. Diese Norm wird von den meisten Roboterherstellern eingehalten. Bei der Roboteranwendung spielt die Pose-Wiederholgenauigkeit eine überwiegende Rolle. Sie gibt die Exaktheit der Übereinstimmung zwischen Ist-Posen nach n wiederholten Anläufen zu derselben Soll-Pose in derselben Richtung an [9].

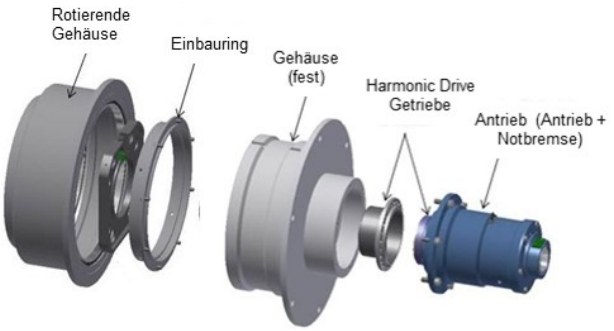


Bild 9 Details vom einem 50 Nm Antrieb [18]

4.1 Aufbau des Robotersystems

Die Verbesserung der Genauigkeit soll beim Aufbau des Roboters berücksichtigt werden. Die Wiederholgenauigkeit lässt sich bei der Auswahl einer bestimmten Konstruktion erheblich verbessern. In dem das Getriebe (Harmonic drive) direkt an die Antriebe montiert wird und dadurch die Anzahl der mechanische Komponenten, wie z.B. Kupplungen oder Wellen, reduziert werden. Das führt zu Steigerung der Steifigkeit des Roboters und reduziert die Nachgiebigkeit der Gelenke. Als Folge wird die Wiederholgenauigkeit optimieren. Andere Kenngrößen, wie z.B. Pose-Genauigkeit lassen sich nach dem Aufbau des Roboters durch Kalibrierung erheblich verbessern. Dies wird im nachfolgenden Abschnitt erläutert. Die Validierung der Ergebnisse werden in zukünftigen Arbeiten aufgeführt.

4.2 Konfigurieren und Inbetriebnahme

Nachdem das Robotersystem basierend auf dem modularen Baukasten durch den Werker auf dem Shopfloor aufgebaut wurde, sind die Herausforderungen die Abweichung zwischen Steuermodell und dem physischen Roboter zu minimieren. Die Abweichung zwischen dem Steuerungsmodell und dem realen Roboter verschlechtern das Bewegungsverhalten und die Genauigkeit des Roboters. Deswegen bildet die Kalibrierung den ersten Baustein der Inbetriebnahme.

Die Kalibrierung bietet die Möglichkeit, das Bewegungsverhalten des Roboters zu verbessern, ohne aufwändige mechanische Konstruktionsänderungen vornehmen zu müssen. Die Roboterkalibrierung ist ein Prozess zur Verbesserung der Robotergenauigkeit durch Parametermodifizierung in der Steuerungssoftware [19]. Kalibrierung kann in zwei Gruppen klassifiziert werden, die statische Kalibrierung und die dynamische Kalibrierung. Durch die statische Kalibrierung lässt sich die Absolutgenauigkeit verbessern. Dadurch kann der Roboter seine Sollposition im statischen Zustand genauer anfahren. Die dynamische Kalibrierung verbessert die Bahn-Genauigkeit der Roboter, diese ist meistens nicht ausreichend, um eine genauere Bahn abzubilden. Die Bahn-Genauigkeit ist stark von der Systemdynamik abhängig. Das dynamische Verhalten des Roboters ist vom Gewicht, Massenträgheit, Reibung

sowie Kräfte und Momente in Abhängigkeit der Verfahrgeschwindigkeit abhängig [20]. Das dynamische Verhalten des Roboters lässt sich durch die dynamische Kalibrierung verbessern.

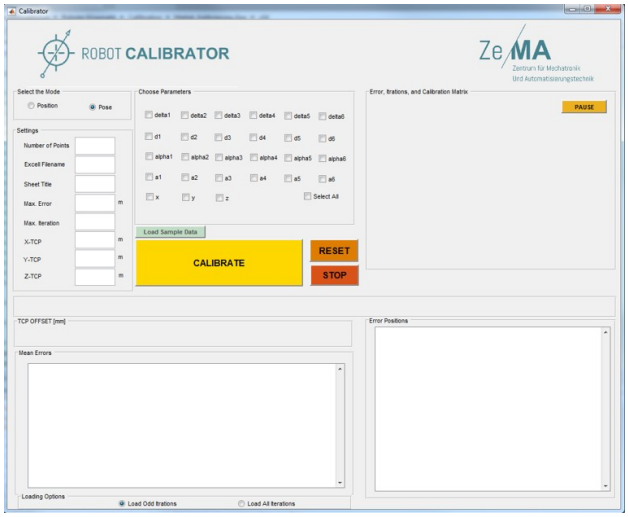


Bild 10 Am ZeMA entwickeltes Kalibrier-Tool

Bei der statischen Kalibrierung werden die Parameter identifiziert, die einen Einfluss auf die statische Pose (Position und der Orientierung des TCPs) haben. Die Einflüsse können in geometrische Einflüsse (Armlängen- und Winkelfehler) und nicht geometrische Einflüsse (Arm- und Gelenkelastizität, Getriebefehler) klassifiziert werden. Die Parameter werden im statischen Zustand gemessen. Meistens ist die Identifikation der geometrischen Parameter ausreichend, um die Pose-Genauigkeit des Roboters zu verbessern. Dafür werden die nominalen Parameter des geometrischen Modells kalibriert. Ein erweitertes Modell, das die nicht-geometrischen Parameter berücksichtigt, ist in einzelnen Anwendungsfällen sinnvoll und dient der enormen Verbesserung der Genauigkeit. Allgemein kann jeder Kalibrierungsprozess durch fünf Schritte erfolgen: Modellierung, Messung, Identifikation, Kompensation und Verifikation (siehe Bild: 11).

Um die Inbetriebnahme und das Rekonfigurieren des Roboters zu erleichtern, wird am ZeMA ein Tool (siehe Bild: 10) entwickelt, dass die realen DH-Parameter ermittelt. Das Tool führt eine statische Kalibrierung durch, in dem das gesamte System numerisch kalibriert wird. Als erster Schritt, wird eine ausreichende Anzahl n von Messposen (Istposen) aufgezeichnet. Im zweiten Schritt werden die Sollposen auf Basis des kinematischen Models des Roboters berechnet. Im dritten Schritt wird der Vektorfehler (Istpose - Sollpose) berechnet, dieser hat die Dimension 6n. Anschließend werden die DH-Paramter für die jeweilige Iteration basierend auf dem Fehlervektor und die Inverse der Jakobimatrix berechnet. Nach jeder Iteration wird überprüft, ob der Fehler zwischen den Posen, die mit den zuletzt berechneten DH-Parametern ermittelt werden, und die gemessenen Posen das Abbruchkriterium erfüllen oder nicht. Falls das Abbruchkriterium erfüllt ist, wird die Iteration abgebrochen und die aktuellen DH-Parameter werden als reale Parametern festgelegt, ansonsten wird mit einer neuen Iteration begonnen [21]. Eine Kalibrierungslehre wird aufgebaut, so dass der Endnutzer ohne besondere Ausstattung den Roboter kalibrieren kann.

Bild 11 Kalibrierungsvorgang als Blockschaltbild

5 Zusammenfassung und Ausblick

Die vorgestellte Methodik stellt ausgehend von der Anforderung der Applikation über die Erstellung eines virtuellen Modells bis zum abschließenden Aufbau des Roboters ein Konzept für die Entwicklung und Konstruktion eines modularen Robotersystems dar. Das aufgebaute Robotersystem zeigt ein modulares rekonfigurierbares System. Durch den modularen Aufbau kann der Roboter auf die Anforderung der Applikation ohne großen Aufwand durch Rekonfiguration reagieren. Zukünftige Forschungsarbeiten beinhalten die Entwicklung einer mechanischen Kalibrierungslehre für eine kostengünstige Integration und Inbetriebnahme des Robotersystems auf dem Shopfloor. Die Leistungskenngrößen des Roboters werden geprüft. Weiterhin gilt das modulare Konzept des FourByThree Robotersystems von der Hardware auf die Software Komponenten zu übertragen. In diesem Zusammenhang soll die Identifizierung der Roboterparameter in ein ROS-kompatibles Format zurückgespielt werden [22].

6 Literatur

[1] Siciliano, B.; Khatib, O. (Hrsg.): *Handbook of Robotics.* Berlin, Heidelberg: Springer 2008.

[2] DIN EN ISO 8373: *Industrieroboter - Wörterbuch.* Berlin. (1996), S. 2.

[3] IFR 2011: *International Federation of Robotics (IFR) 2011. In: http://ifr.org/.* World Robotics 2011 - Industrial Robots. Frankfurt: International.

[4] Verl, A.; Naumann, M.: *Kleine Losgrößen im Griff - Flexible Steuerungsarchitekturen für Automatisierungssysteme.* Elektronik 90 (2008) 7/8, S. 64-68.

[5] Bartscher, S.: *Mensch-Roboter-Kooperation in der Produktion - Chancen und Risiken.* Robot World 6 (2011) 1/2, S. 8-9.

[6] Krug, S.: *Automatische Konfiguration von Robotersystemen (Plug & Produce)* München, S. 1-3.

[7] Armbruster, H.; Kirner, E.; Kinkel, S.: *Neue Nutzungspotentiale für Industrieroboter - Ergebnisse einer Betriebsbefragung. wt Werkstattstechnik* online 96 (2006) 9, S. 631-636.

[8] Müller, R.; Vette, M.; Mailahn, O.; Ginschel, A.; Ball, J.: *Innovative Produktionsassistenz für die Montage - Intelligente Werkerunterstützung bei der Monta-*

ge von Großbauteilen in der Luftfahrt. In: Werkstatt online. Jahrgang 104. Heft 9.

[9] DIN EN ISO 9283: *Industrieroboter. Leistungskenngrößen und zugehörige Prüfmethoden*. Berlin. (1998).

[10] igus® GmbH: *In: http://www.igus.de/*. Köln.(Stand: 30.01.2017).

[11] SCHUNK GmbH & Co. KG: *In: http://de.schunk.com/*. Lauffen/Neckar. (Stand: 12.09.2016).

[12] Müller, R.; Vette, M., Geenen, A., and Masiak, T.: *Improving Working Conditions in Aircraft Productions using Human-Robot-Collaboration in a Collaborative Riveting Process.* In: SAE Technical Paper 2017-01-2096, 2017.

[13] Corves, B.; Müller, R.: *unpublished, Vorlesung: Kinematik, Dynamik und Anwendung in der Robotik*. Aachen. (2015).

[14] Denavit, J.; Hartenberg, R. S.: *A kinematic notation for lower-pair mechanisms based on matrices*. Trans. of the ASME. Journal of Applied Mechanics, Vol. 22 (1955), pp. 215-221.

[15] VDI Rechtlinie 2142, Blatt 2 *Auslegung ebener Kurvengetriebe Berechnungsmodule für Kurven- und Koppelgetriebe*. Düsseldorf. (2011)

[16] Craig, J. J.: *Introduction to Robotics Mechanics and Control 3rd edition*. Pearson. (2005), S. 100-106.

[17] Hammann, S.: *MyLeanFactory GmbH. In: http://mylean.de/*. Wacken.(Stand: 14.09.2016).

[18] DFKI, TEKNIKER, ZeMA gGmbH: *Projektdokumentation FourByThree*. 2016.

[19] Schröer, K.: *Theory of kinematic Modeling and Numerical Procedures for Robot Calibration*. Cambridge UK. (1993).

[20] Beyer, L.: *Genauigkeitssteigerung von Industrierobotern*. Hamburg (2004).

[21] Müller, R.: *Verbesserung des kinematischen und dynamischen Bewegungsverhaltens von Handhabungsgeräten mit geschlossenen kinematischen Teilketten. Parameteridentifikation, Bahnplanung und Bahnoptimierung, Verformungskompensation*. Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen. Aachen. (1996).

[22] Robot Operating System: *ROS. In: http://ros.org/*. (Stand: 21.10.2016).

Ein adaptiver Roboter zum Aufbau programmierbarer Strukturen in der Ebene
An adaptive robot for building in-plane programmable structures

Michael Pieber, Rene Neurauter, Johannes Gerstmayr,
Universität Innsbruck, Institut für Mechatronik, 6020 Innsbruck, Österreich,
{michael.pieber, rene.neurauter, johannes.gerstmayr}@uibk.ac.at

Kurzfassung

In der vorliegenden Arbeit wird ein vollständig neuer Ansatz für zellulare Roboter vorgestellt. Die einzelnen Elemente des Roboters sind dreieckige, veränderliche Zellen, welche jeweils drei aktuierbare Seitenkanten besitzen. Die wesentliche Neuerung ist die Verbindung der veränderlichen Zellen an den Seitenkanten, wodurch aufgrund der speziellen Kinematik der Zellen allgemeine unstrukturierte Dreiecksnetze nachgebildet werden können. Der zellulare Roboter ist dadurch in der Lage, nahezu beliebige Gestalten anzunehmen und er kann sich selbst rekonfigurieren. Der Roboter, welcher auch als programmierbare Struktur verstanden werden kann, wurde in einer früheren Arbeit mit vereinfachter tetraedrischer Kinematik auch als räumliches System entwickelt und soll eine Grundlage für ein programmierbares Material dienen.
In der vorliegenden Arbeit werden die Komponenten des mechatronischen Prototyps sowie dessen Kinematik vorgestellt. Modelle für die Aktoren und die Dreieckselemente werden verwendet um Positionierungsfehler zu reduzieren. Aus den gemessenen Positionen und den Sollpositionen werden die Positionierungsfehler des zugrundeliegenden (idealisierten) Dreiecksnetzes berechnet. Der Einsatz vereinfachter Modelle der realen Kinematik des adaptiven Roboters liefert die Möglichkeit zur Korrektur der Linearaktoren um die Positionierungsfehler zu minimieren. Die Parameter dieser Modelle werden aus einfachen Bewegungsabläufen identifiziert.

Abstract

A new approach for cellular robots is presented. The single elements of the robot are triangular cells, which can change their shape by means of linear actuators at each edge. The novelty concerns the connection of autonomous cells at their edges rather than at the vertices. In this way, unstructured triangular meshes can be formed. The robot can self-reconfigure and thus can reproduce almost arbitrary planar shapes. In a similar way, the system has been realized with tetrahedrons in a simplified way within a previous work. The self-reconfigurable system shall serve as a basis for a programmable matter. The present paper includes the mechatronic design, its components and the kinematic model. In order to reduce positioning errors, a model is developed, which considers compliance and clearance in the links and joints. Based on a simplified mechanical model using elastic trusses, the positioning errors can be prediced. The parameters of these models are identified from simple motion sequences. Furthermore, the nonlinearity of actuators is identified and corrected. In this way, the desired triangular shapes can be prescribed without measuring the position of the cells.

1 Einleitung

Modulare Roboter unterscheiden sich von herkömmlichen Industrierobotern dadurch, dass sie mit modularen Komponenten eine Anpassung an unterschiedliche Aufgaben erlauben. Zellulare Roboter sind in der Regel aus identischen Modulen aufgebaut. Während die einzelnen Komponenten einfach sind, können erst im Kollektiv komplexere Aufgabenstellungen bewältigt werden. Aufgrund der großen Anzahl von Zellen, ist die Fähigkeit zur Selbst-Rekonfiguration unabdingbar. Während schon modulare würfel- oder kugelförmige Roboter entwickelt wurden [1, 2], so sind diese aufgrund der bisher sehr eingeschränkten Fähigkeiten nicht in konkreten Anwendungen eingesetzt worden [3]. Der von uns entwickelte Roboter „**A**daptiver **R**oboter mit **D**reieckiger **S**truktur“ (ARDS), ist aus mehreren autonomen, selbst-rekonfigurierbaren **A**daptiven **D**reieckigen **E**lementen (ADE) aufgebaut. Diese Elemente können sich eigenständig miteinander verbinden und innerhalb der geometrischen Grenzen der Zellen beliebige ebene Strukturen nachbilden, vgl. **Bild 1**. Um ein unstrukturiertes Dreiecksnetz mit ADEs nachzubilden und dieses zu verformen, müssen die Drehpunkte der Dreiecke mit den Knoten des unterlagerten Netzes örtlich zusammenfallen – ähnlich zu Finite-Elemente-Netzen. Zu diesem Zweck werden Scherengelenke eingeführt, welche einen exakten Drehpunkt außerhalb von mechanischen Bauteilen zulassen, vgl. auch [4]. Vorhandene modulare Roboter wie Odin [5] oder ARTS [6, 7] besitzen eine tetraedrische Grundstruktur, jedoch können mit diesen Robotern noch keine selbst-rekonfigurierenden geschlossenen Strukturen mit exakten Knotenpunkten und Kanten realisiert werden.
ARDS ist somit in der Lage computergesteuerte Formen bzw. Objekte zu bilden, welche als Ergänzung zu Audio- und Video-Übertragung per Internet auch ein Objekt-Streaming zulässt. Weiters sind „Augmented Reality” Anwendungen als auch ein Einsatz zur adaptiven Architektur, im Sinne einer programmierbaren Struktur denkbar. Letzt-

lich soll das System einen Ansatz für eine „Programmierbare Materie“ bieten.
In der vorliegenden Arbeit werden in Abschnitt 2 der Aufbau, die Kinematik, die programmierbaren und die mechatronischen Komponenten eines bereits realisierten Prototyps erläutert. In Abschnitt 3.1 wird gezeigt, wie Positionierungsfehler in den Aktoren korrigiert werden. Ein mechanisches Modell eines Stabwerks, welches Reibung mit dem Boden berücksichtigt, wird schließlich zur Verbesserung der Positioniergenauigkeit in Abschnitt 3.2 entwickelt, die Umrechnung der Messpunkte zu den Drehpunkten in Abschnitt 4 beschrieben und in Abschnitt 5 durch Versuche erprobt.

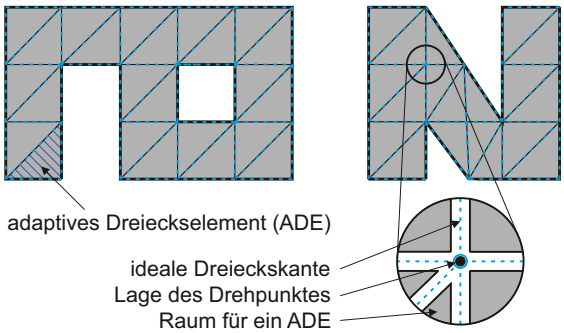


Bild 1 Beispiele von Strukturen mit ARDS. Für die Realisierung der Dreiecksnetze müssen die Drehpunkte der einzelnen Seitenkanten der Dreiecke außerhalb der mechanischen Komponenten liegen.

2 Ein adaptiver Roboter

Damit ein Dreiecksnetz aus Bild 1 durch adaptive Zellen aufgebaut werden kann, müssen diese unterschiedliche Dreiecksgestalt annehmen, d.h. variable Seitenlängen und Winkel besitzen. Um aus vier Zellen ein Rechteck bilden zu können, welches für den am Ende der Arbeit vorgestellten Umformvorgang notwendig ist, muss ein einzelnes Element mindstens einen Winkel von 90° annehmen können – dies entspricht einer Verlängerung der Seitenkanten um 41,5 %. Der Aufbau eines solchen Elements, seine Komponenten und die Ansteuerung von ARDS werden in den nächsten Unterkapiteln beschrieben.

2.1 ADE

Jedes ADE, siehe **Bild 2**, besitzt an den Seitenkanten Linearaktoren (2) der Firma Actuonix [8], welche sich bis zu 66 % verlängern können. Die Scherengelenke (4) ermöglichen einen Öffnungswinkel im Bereich von 41° bis 92°. Die Elektronik (1) besteht aus einem Mikrocontroller, Funk-Modul, zwei LEDs für Status-Meldungen sowie einem Buzzer und für eine autonome Energieversorgung besitzt jedes Element einen LiPo-Akku (3). Für die mechanische Verbindung der Elemente zu einem Dreiecksnetz, steht an jeder Seitenkante ein Verbindungsmechanismus (5) zur Verfügung. Die Verbindung kann aktiv durch einen integrierten Elektromagneten wieder geöffnet werden. Die schematische Darstellung des mechatronischen Systems ist in **Bild 3** angeführt. Die Hauptkomponenten des ADE werden im Folgenden beschrieben.

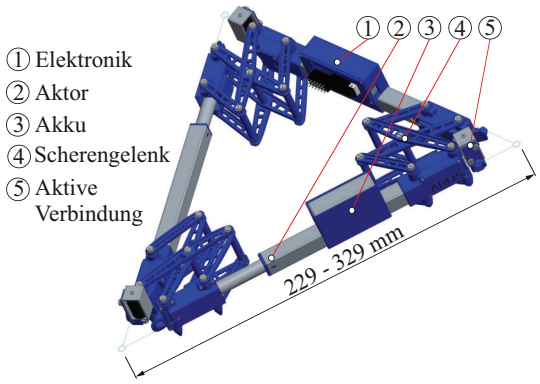


Bild 2 CAD-Zeichnung des Aufbaus eines adaptiven dreieckigen Elements (ADE).

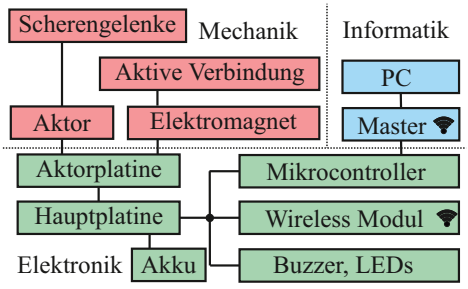


Bild 3 Schematische Darstellung der Komponenten des Mechatronischen Systems eines ADEs.

2.1.1 Scherengelenke

Ziel der hier vorgestellten Scherengelenke ist es, eine *ideale Dreiecksgeometrie* nachzubilden, welche am äußeren Rand der ADEs liegt und in **Bild 4** als blau gestrichelte Linie dargestellt ist. Derartige Gelenke wurden bereits bei Tetrobot [4] in sphärischen Gelenken eingesetzt. An den Punkten C, D, G, I in Bild 4 sind die Scherengelenke an die Seitenkanten des ADE angebunden. Die Punkte A, B, K, J bezeichnen die auf das ideale Dreieck normal projizierten Scherengelenkspunkte. Der Winkel α beschreibt den Winkel zwischen den Seitenkanten des idealen Dreiecks. Für die Konstruktion und die Kinematik sind die Abmessungen $L1, L2, L3$ ausschlaggebend. Der Parameter $L3$ legt den Abstand der Gelenke vom idealen Dreieck fest,

$$\overline{AC} = \overline{BD} = \overline{GK} = \overline{IJ} = L3, \tag{1}$$

wobei $\overline{AC}$ den Abstand zwischen den Punkten A und C bezeichnet. Die Länge $L3$ muss mindestens so groß sein, dass die Gelenke nicht über das ideale Dreieck hinausragen, vgl. **Bild 5**. Der Parameter $L1$ bestimmt die Entfernung des Drehpunktes zum Scherengelenk, siehe Bild 4 und Bild 5, wobei bei minimalem Winkel α die Länge $L1$ den zulässigen Bauraum im Bereich des Gelenks vorgibt. Der Winkel ϕ zwischen $\overline{DF}$ und $\overline{FH}$ bzw. $\overline{GF}$ und $\overline{FE}$ beeinflusst die Größe des Scherengelenks und die erreichbaren minimalen

sowie maximalen Winkel des Scherengelenks,

$$\phi = \tan^{-1}\left(\frac{L3}{L1}\right). \tag{2}$$

Zusätzlich lassen sich die folgenden Abmessungen über $L3$ und ϕ angeben,

$$\overline{CE} = \overline{DF} = \overline{FG} = \overline{HI} = \frac{L3}{\sin(\phi)}. \tag{3}$$

Der Parameter $L2$ beeinflusst vorwiegend die Steifigkeit des Scherengelenks und tritt an folgenden Abständen auf,

$$\overline{AB} = \overline{CD} = \overline{EF} = \overline{FH} = \overline{GI} = \overline{JK} = L2. \tag{4}$$

Die Abmessungen und Hübe der Aktoren [8] ergeben die Dimensionen des Scherengelenks, welche in **Tabelle 1** zusammengefasst sind und ermöglichen eine Verlängerung der Seitenkanten um 43,4 %.

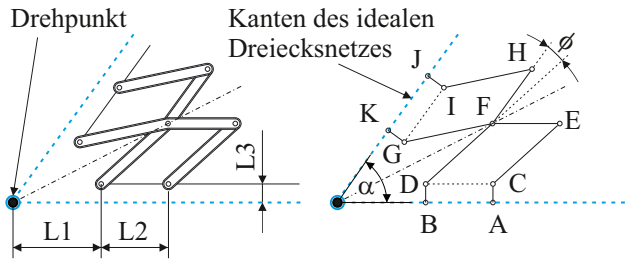


Bild 4 Schematische Darstellung eines Scherengelenks [4]; links: Prinzipkonstruktion; rechts: Geometrie.

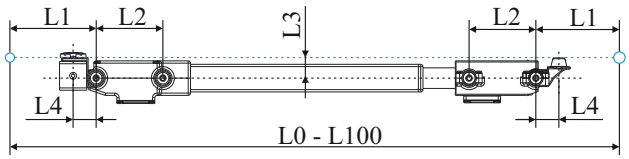


Bild 5 Draufsicht auf einen Aktor samt Anbindungen der Scherengelenke, Drehpunkt und aktive Verbindung.

Tabelle 1 Parameter zur Konstruktion der Scherengelenke.

Bez.	$L1$	$L2$	$L3$	$L4$	CE
Wert	38 mm	29 mm	8 mm	10 mm	38,8 mm
Bez.	L_0	L_{100}	α_{min}	α_{max}	ϕ
Wert	229 mm	329 mm	40,7°	91,8°	11,9°

2.1.2 Aktive Verbindung

Ein semi-aktiver Verbindungsmechanismus an jeder Seitenkante des ADEs ermöglicht ein wiederholtes An- und Abkoppeln von ADEs, wobei der Schließvorgang passiv durch einen Federmechanismus und das Öffnen aktiv über einen Elektromagneten erfolgt. Dazu wird beim Einführen des konischen gekerbten Bolzens durch die Rundung an der Stirnseite aus **Bild 6** die Klaue des drehbaren Schließmechanismus bewegt. Nach vollständigem Verbinden von Buchse und Bolzen schnappt der Schließmechanismus über den federvorgespannten Bolzen zurück in seine Ausgangsposition. Durch Aktivierung des Gleichstrom-Elektromagneten „DC Solenoid Electromagnet & Strom“ (max. Zugkraft: 0,20 N) kann die Anbindung wieder gelöst werden. Zu Vermeidung des Klemmens wird ein Rechtecksignal mit einer Frequenz von 31 Hz über die Elektronik an den Elektromagneten angelegt, welcher durch schlagartige Bewegungen den federvorgespannten Bolzen löst. In **Bild 7** ist der Verbindungsvorgang schematisch dargestellt.

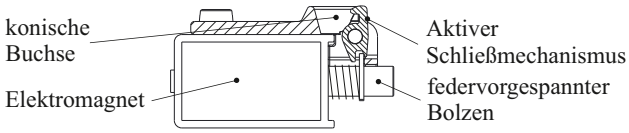


Bild 6 Teilschnitt des aktiven Schnappmechanismus mit federvorgespanntem Bolzen und Elektromagnet.

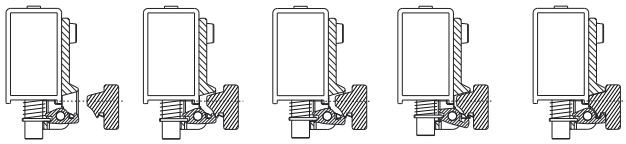


Bild 7 Erzeugen einer Anbindung. Trennen der Anbindung erfolgt in umgekehrter Reihenfolge.

2.1.3 Elektronik

Zur Kommunikation, Ansteuerung der Aktoren und des Elektromagneten wurden zwei elektronische Platinen entworfen und in das ADE verbaut. **Bild 8** zeigt die Schnittstellen der einzelnen Komponenten. An die Hauptplatine sind der Microcontroller „Arduino Nano V3.0 ATMEGA328P“ und die Anschlüsse für den LiPo Akku mit einer Kapazität von 350 mAh und einer Nennspannung von 7.4 V angebunden. Des weiteren befindet sich das Wireless-Modul „nRF24L01 2.4 GHz“ zur Kommunikation mit anderen Modulen und einem Master zur Ansteuerung der ADEs auf der Hauptplatine. Zur Warnung bei einem niederen Akku-Stand und zur Kontrolle des Betriebszustands dienen ein integrierter Buzzer und LEDs.

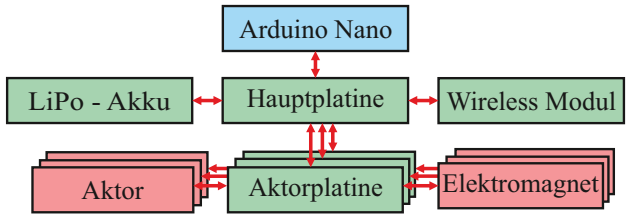


Bild 8 Übersicht über die elektronischen Komponenten und deren Schnittstellen eines ADE.

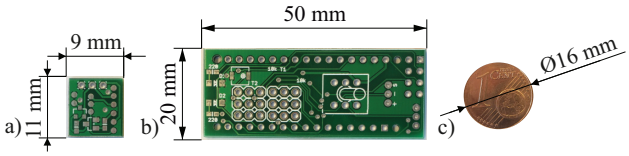


Bild 9 Verwendete a) Aktorplatine und b) Hauptplatine im Dimensionsvergleich zu c) einer Cent-Münze

Die drei Aktorplatinen, welche direkt in die Aktorgehäusen integriert wurden, bilden eine Schnittstelle für die Elektronik des Aktors und die Ansteuerung des Elektromagneten der aktiven Anbindung. **Bild 9** zeigt die Dimensionen der Hauptplatine und der drei Aktorplatinen, die in jedes ADE eingebaut sind.

2.2 Kommunikation

Um eine bestimmte ebene Struktur im Sinne eines idealisierten Dreiecksnetzes aus Bild 1 zu erreichen, werden aus der nichtlinearen idealen Kinematik die notwendigen Hübe der Linearaktoren an den Seitenkanten der ADEs in MATLAB berechnet und über das Master-Modul aus **Bild 10** an jeden ADE übertragen. Das Kürzel „G“ in **Tabelle 2** steht für den Befehl „Go“ und der Parameter a steht für die Nummer des ADEs. Die drei Werte $x_1,\ldots,x_3$ entsprechen den Soll-Hüben der einzelnen Aktoren und können zwischen 0 und 1000 liegen, wobei 1000 einem Weg von 100 mm entspricht. Die binären Variablen m_1 bis m_3 stehen für das Aktivieren der Elektromagnete zum Öffnen einer Verbindung am zugehörigen Aktor. Das Master-Modul besitzt ebenso ein Wireless-Modul „nRF24L01 2,4 GHz“ und überträgt die Befehle an jeden ADE mit einer gemessenen maximalen Laufzeit pro Befehl von 5,4 ms.

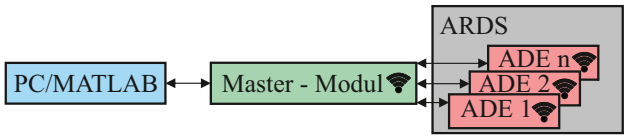


Bild 10 Kommunikation von ARDS; Datenaustausch zwischen dem Master-Modul und einzelnen ADEs.

Tabelle 2 Verwendetes Schema zur Übergabe der Daten zwischen PC/MATLAB und den ADEs.

Befehl	Nr.	Hub1	Hub2	Hub3	M1	M2	M3
G	a	x_1	x_2	x_3	m_1	m_2	m_3

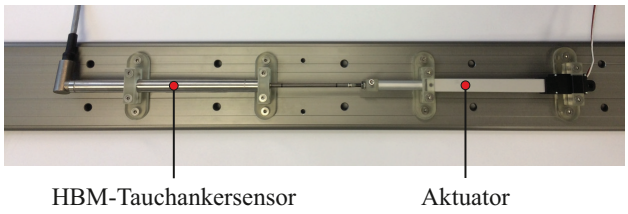


Bild 11 Prüfstand zur Verbesserung der Positioniergenauigkeit von Aktoren.

3 Positioniergenauigkeit

Die ADEs besitzen keine Sensorik zur absoluten Positionierung, wodurch eine Abweichung zwischen Ist- und Sollposition der Drehpunkte der ADEs folgt. Damit der Schließvorgang funktioniert ist eine Abweichung von ca. 2 mm zulässig, bei der die ADEs gerade noch verbinden können. Um die Positioniergenauigkeit von ARDS zu verbessern, werden in den nächsten Abschnitten die Nichtlinearitäten der Aktoren korrigiert und es wird ein Modell entwickelt, welches Spiel, Nichtlinearitäten und Nachgiebigkeiten näherungsweise wiedergeben soll. Für die Ermittlung des Fehlers zwischen Modell, Messung und vorgegebenem Dreiecksnetz wird die Umrechnung der Messpunkte zu den Drehpunkten benötigt und daher in Abschnitt 4 beschrieben.

3.1 Korrektur der Nichtlinearität der Aktoren

Die Linearaktoren von Aktuonix besitzen laut Datenblatt eine Wiederholgenauigkeit von $\pm 0,5$ mm. Die Ansteuerung erfolgt über eine Signalleitung, wobei Impulse zwischen 1,0 ms und 2,0 ms einem Weg von 0 mm bis 100 mm entsprechen. In einem Messaufbau, siehe **Bild 11**, wird der Weg des Aktors mit einem induktiven Wegaufnehmer „HBM K-WA-T-100W“ gemessen und mit dem Messsystem HBM Quantum MX840-PAKAP [9] aufgenommen. Erste Messungen zeigten, dass die Aktoren eine wesentliche Nichtlinearität aufweisen, siehe **Bild 12**.
Für die Korrektur der Nichtlinearität der Aktoren wird jeder Aktor auf einem Prüfstand, siehe Bild 11, vermessen und mittels eines kubischen Korrekturpolynoms

$$p_{Hinfahrt} = a_1 \cdot x^3 + a_2 \cdot x^2 + a_3 \cdot x + a_4 \tag{5}$$

für die Hinfahrt mit den Koeffizienten a_i mit $i = 1\ldots4$ und mit

$$p_{Rückfahrt} = b_1 \cdot x^3 + b_2 \cdot x^2 + b_3 \cdot x + b_4 \tag{6}$$

für die Rückfahrt mit den Koeffizeinten b_i mit $i = 1\ldots4$ angenähert. Nach der Korrektur aus **Bild 13** beträgt die Wiederholgenauigkeit aller Aktoren bis auf punktuelle Ausreißer $\pm 0,5$ %. Durch die nachträgliche Modifikation und Integration der Aktoren in jedem ADE wurden diese nachträglich über das Motion-Tracking-System Vicon vermessen und korrigiert.

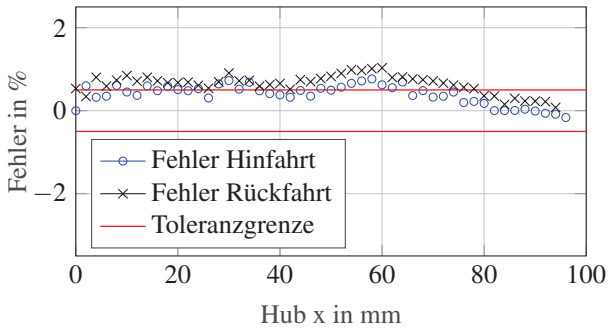


Bild 12 Fehler zwischen Soll- und Ist-Hub des unkorr. Aktors.

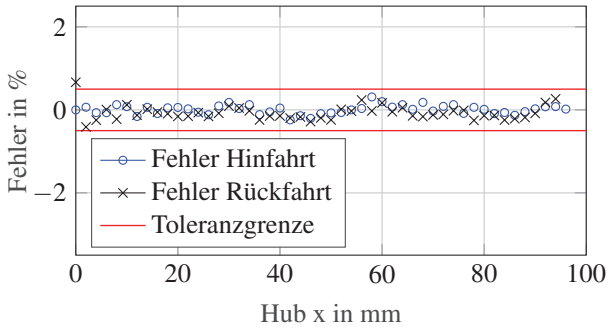


Bild 13 Fehler zwischen Soll- und Ist-Hub des korr. Aktors.

3.2 Modellierung von Positionierfehlern zufolge Deformation

Ein wesentlicher Aspekt der Konstruktion der ADEs war eine möglichst hohe Steifkeit und geringes Spiel. Aufgrund der großen Anzahl an Bauteilen hat die Nachgiebigkeit der ADEs dennoch einen signifikanten Einfluss auf die Positioniergenauigkeit. Ebenso zeigt eine manuelle Prüfung der Nachgiebigkeit eines einzelnen ADE bei eingefahrenen Aktoren ein merkbares Gesamtspiel (ca. $1,1\,\mathrm{mm}$). Da sich derartige Einflüsse nie vollkommen vermeiden lassen, auch in Hinblick auf ein zukünftig entwickeltes räumliches System, wird hier ein Modell zur Abschätzung der Einflüsse von Nachgiebigkeit und Spiel entwickelt und überprüft. Ziel dieses Modells ist die Reduktion des Positionierungsfehlers in unterschiedlichen Konfigurationen und bei bekannten Lasten.

3.2.1 Modellbildung der Nachgiebigkeit

Als nachgiebige und spielbehaftete Komponenten, vgl. Bild 2, wurden die Scherengelenke (4) und die aktiven Verbindungen (5) identifiziert. Nachgiebigkeit, Spiel sowie Regelabweichung der Aktoren wurde bereits in deren Korrektur berücksichtigt. Zusätzlich kann die Nachgiebigkeit in vorwiegend durch Normal- und Biegekräfte beanspruchte Komponenten unterteilt werden. Die beiden längeren Arme des Scherengelenks DFH und GFE, siehe Bild 4, werden hierbei als nachgiebigste Komponenten identifiziert.
Der direkte Ansatz zur Modellierung der Nachgiebigkeiten im Mechanismus wäre eine genaue Berechnung mit Finiten-Elementen und Kontaktbedingungen. Damit wäre allerdings eine Berechnung mit entsprechender Finite-Elemente Software vor jedem Bewegungsvorgang notwendig. In der vorliegenden Arbeit wird ein vereinfachter Weg beschritten, bei dem Nachgiebigkeiten und Spiele durch eine einzelne Steifigkeit k_A in den Aktoren und Reibung mit der Auflagefläche unter Eigengewicht ($365\,\mathrm{g}$) der ADEs berücksichtigt werden. Der Reibungskoeffizient wird durch eine eigene Messung auf einer schiefen Ebene zu $\mu = 0,18$ bestimmt, wobei für Positioniervorgänge nur ein Haftreibungskoeffizient berücksichtigt wird. Der unbekannte Parameter k_A, welcher nicht von der aktuellen Länge des Aktors abhängen soll, wird in den Messungen aufgrund einer Kalibrierung bestimmt.

3.2.2 Stabwerksberechnung mit Reibungskräften

Im folgenden Abschnitt wird die Berechnung des nichtlinearen Stabwerks mit Reibung skizziert. Es sei erwähnt, dass die Berechnung der *inversen Kinematik*, d.h. die Berechnung der Aktorlängen für eine gewünschte Positionierung der Knoten, mit demselben Modell (mit $\mu = 0$) erfolgt.
Das Stabwerk ist anhand eines Beispiels in **Bild 14**a dargestellt. Jeder Aktor wird durch einen Stab mit einer Feder der Steifigkeit k_A modelliert. Die skalare Kraft $F_{A,i}$ im i-ten Aktor folgt aus der Steifigkeit, der aktuellen Länge L und der vorgegebenen Länge $L_{a,i}$,

$$F_{A,i} = k_A \cdot (L - L_{a,i}), \tag{7}$$

wobei eine positive Kraft eine Zugkraft darstellt. Die aktuelle Länge L des Aktors folgt aus dem Abstand der beiden Knotenpositionen p_{NA1} und p_{NA2},

$$L = \sqrt{(p_{NA2,x} - p_{NA1,x})^2 + (p_{NA2,y} - p_{NA1,y})^2}, \tag{8}$$

wobei $NA1$ und $NA2$ die beiden Knotennummern des jeweiligen Aktors sind, vgl. **Bild 14**. Die vorgegebene Länge $L_{a,i}$ folgt aus der Trajektorienplanung. Die Richtung der Kraft folgt weiters zu

$$\mathbf{v} = \frac{1}{L} \begin{bmatrix} p_{NA2,x} - p_{NA1,x} \\ p_{NA2,y} - p_{NA1,y} \end{bmatrix}. \tag{9}$$

Jeder Aktor liefert im Stabwerkmodell einen vektoriellen Kraftbeitrag $F \cdot \mathbf{v}$ im Knoten $NA1$ und $-F \cdot \mathbf{v}$ im Knoten $NA2$, vgl. **Bild 14**b.

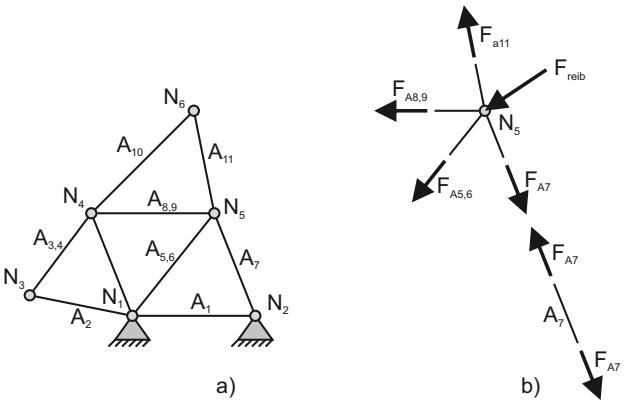


Bild 14 a) Beispiel eines Dreicksnetzes mit Knoten N_i und Stäben (Aktoren) A_j; b) Kräftegleichgewicht an einem freigeschnittenen Knoten.

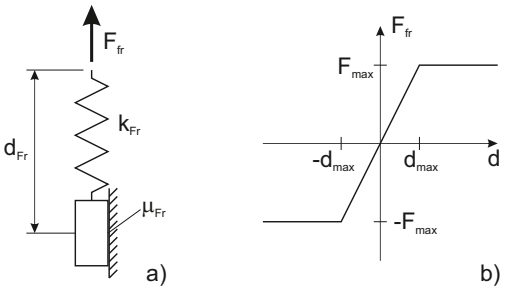


Bild 15 a) Prandtl Element als regularisiertes Reibungsmodell; b) Verlauf der Reibkennlinie.

Zusätzlich zu den Stabkräften wird in jedem Knoten j mit der Knotenposition $\mathbf{p}_j$ eine Reibungskraft

$$\mathbf{F}_{reib} = -\mathbf{v}_{Fr}/|\mathbf{v}_{Fr}| \cdot w_j \cdot F_{Fr,j} \tag{10}$$

eingeprägt, $\mathbf{v}_{Fr}$ die Richtung und $F_{Fr,j}$ die Größe der Reibungskraft darstellt. Der Knotengewichtsfaktor w_j gibt an, wie viele Aktoren zum Gewicht in einem Knoten beitragen. Die Reibungskraft ist als Serienelement einer Feder und der Coulombschen Reibung, auch als Prandtl Element bekannt – siehe **Bild 15** – zu verstehen, wobei die Feder zur

Regularisierung der Berechnung dient. Zu Beginn der Berechnung wird angenommen, dass alle Federn entspannt sind, d.h. $d = 0$ und es wird der letzte Haftpunkt $\mathbf{p}_{Fr,j}$ für jeden Knoten j gespeichert. Die unbekannten Knotenpositionen $(p_{i,x}, p_{i,y})$ sowie Auflagerkräfte werden durch ein nichtlineares Gleichungssystem bestehend aus Knotengleichgewichten und Auflagerbedingungen berechnet. In einem iterativen Verfahren wird jeder Schritt für ein fixiertes $\mathbf{p}_{Fr,j}$ berechnet. Nach jedem Berechnungsschritt wird überprüft, ob die Federlänge

$$d = |\mathbf{v}_{Fr}| \quad \text{mit} \quad \mathbf{v}_{Fr} = (\mathbf{p}_j - \mathbf{p}_{Fr,j}) \tag{11}$$

innerhalb des in **Bild 15**b gezeigten linearen Bereichs liegt, d.h. $d \leq d_{max}$. Der lineare Verlauf ist durch

$$F_{Fr,j} = k_{Fr} \cdot d \tag{12}$$

gegeben. Sobald der lineare Bereich überschritten ist, wird aus der Bedingung $d := d_{max}$ der Haftpunkt $\bar{\mathbf{p}}_{Fr,j}$ im Knoten j nach folgender Regel nachgezogen,

$$\bar{\mathbf{p}}_{Fr,j} = \mathbf{p}_{Fr,j} + \frac{d - d_{max}}{d} \cdot \mathbf{v}_{Fr}. \tag{13}$$

Erste Untersuchungen aus **Bild 16** haben gezeigt, dass dieses einfache Iterationsverfahren bei Schrittweiten von 1 mm keine merkbaren Unterschiede zu feineren Schritten liefert. Das Modell wird schließlich mit denselben Längenvorgaben der Aktoren berechnet wie das reale System. Die gesamten Daten des Modells sind in **Tabelle 3** zusammengefasst.

Tabelle 3 Parameter der Stabwerksberechnung.

Parameter	Wert	Einheit
Aktorsteifigkeit k_A (kalibriert)	1,048	N/mm
Referenzlänge L_0	229	mm
Reibnormalkraft F_N	0,597	N
Reibungskoeffizient (Boden) μ	0,18	–
Max. Reibkraft $F_{max} = \mu \cdot F_N$	0,107	N
Max. Federlänge d_{max}	2	mm
Federkonstante k_{Fr}	0,054	N/mm

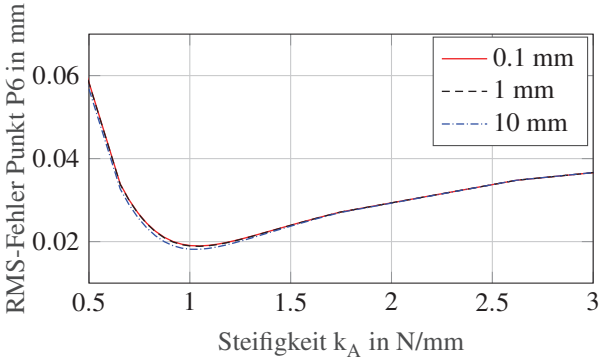


Bild 16 RMS-Fehler zwischen Messung und Modell des Punktes P6 aus Bild 18 bei unterschiedlichen Schrittweiten über die Steifigkeit k_A aufgetragen.

4 Kinematik des ADE

Zur Validierung des Modells aus Abschnitt 3.2 werden für eine Messung der Bewegung mit dem Motion-Tracking-System Vicon an den ADEs retroreflektierende Marker appliziert. Da im Vicon-Messsystem die Anzahl der Marker beschränkt ist, werden diese auf jedem ADE nur jeweils in der Mitte der Scherengelenke (Punkt F in Bild 4) angebracht.
Um den Fehler zwischen den Messpunkten und den idealen Netzpunkten aus dem Modell zu berechnen, werden die Messpunkte A', B' und C' in die idealen Netzpunkte A, B und C umgerechnet (siehe **Bild 17**). In der folgenden Notation bezeichnet $\mathbf{p}_A$ den Ortsvektor zum Punkt A und der Vektor $\mathbf{v}_{AB}$ zeigt vom Punkt A zum Punkt B.
Mit den Ortsvektoren $\mathbf{p}_{A'}$, $\mathbf{p}_{B'}$, $\mathbf{p}_{C'}$ und $\mathbf{p}_A$, $\mathbf{p}_B$, $\mathbf{p}_C$ und mit einem vom Vicon-Messsystem definierten Koordinatenursprung als Bezugspunkt folgen die Beziehungen

$$\mathbf{p}_A = \mathbf{p}_{A'} + \mathbf{v}_{A'A},\ \mathbf{p}_B = \mathbf{p}_{B'} + \mathbf{v}_{B'B},\ \mathbf{p}_C = \mathbf{p}_{C'} + \mathbf{v}_{C'C}. \tag{14}$$

Die Vektoren von den Messpunkten zu den idealen Netzpunkten lauten

$$\mathbf{v}_{A'A} = -\left(L_1 \cdot \mathbf{e}_{AB} + L_3 \cdot \mathbf{e}_{AB}^{\perp} + \overline{CE} \cdot \mathbf{R}_z(\alpha) \cdot \mathbf{e}_{AB}^{\perp}\right), \tag{15}$$

$$\mathbf{v}_{B'B} = -\left(L_1 \cdot \mathbf{e}_{BC} + L_3 \cdot \mathbf{e}_{BC}^{\perp} + \overline{CE} \cdot \mathbf{R}_z(\beta) \cdot \mathbf{e}_{BC}^{\perp}\right), \tag{16}$$

$$\mathbf{v}_{C'C} = -\left(L_1 \cdot \mathbf{e}_{CA} + L_3 \cdot \mathbf{e}_{CA}^{\perp} + \overline{CE} \cdot \mathbf{R}_z(\gamma) \cdot \mathbf{e}_{CA}^{\perp}\right), \tag{17}$$

mit den Einheitsvektoren, welche die Richtungen der Seitenkanten des Dreiecksnetzes definieren,

$$\mathbf{e}_{AB} = \frac{\mathbf{v}_{AB}}{|\mathbf{v}_{AB}|}, \quad \mathbf{e}_{BC} = \frac{\mathbf{v}_{BC}}{|\mathbf{v}_{BC}|}, \quad \mathbf{e}_{CA} = \frac{\mathbf{v}_{CA}}{|\mathbf{v}_{CA}|}, \tag{18}$$

und den Einheitsvektoren $\mathbf{e}_{AB}^{\perp}$, $\mathbf{e}_{BC}^{\perp}$, $\mathbf{e}_{CA}^{\perp}$, welche jeweils normal auf $\mathbf{e}_{AB}$, $\mathbf{e}_{BC}$, $\mathbf{e}_{CA}$ stehen. Die Drehmatrix ist definiert durch

$$\mathbf{R}_z(x) = \begin{bmatrix} \cos(x-\phi) & -\sin(x-\phi) \\ \sin(x-\phi) & \cos(x-\phi) \end{bmatrix} \tag{19}$$

mit $x = \alpha, \beta, \gamma$ und den eingeschlossenen Winkeln

$$\cos(\alpha) = -\frac{\mathbf{v}_{AB} \cdot \mathbf{v}_{CA}}{|\mathbf{v}_{AB}| \cdot |\mathbf{v}_{CA}|}, \tag{20}$$

$$\cos(\beta) = -\frac{\mathbf{v}_{AB} \cdot \mathbf{v}_{BC}}{|\mathbf{v}_{AB}| \cdot |\mathbf{v}_{BC}|}, \quad \text{und} \tag{21}$$

$$\cos(\gamma) = -\frac{\mathbf{v}_{CA} \cdot \mathbf{v}_{BC}}{|\mathbf{v}_{CA}| \cdot |\mathbf{v}_{BC}|}. \tag{22}$$

Man beachte, dass die Vektoren $\mathbf{v}_{AB}$, $\mathbf{v}_{BC}$, $\mathbf{v}_{CA}$ von den gesuchten Netzpunkten $\mathbf{p}_A$, $\mathbf{p}_B$, $\mathbf{p}_C$ selbst abhängen und somit Glg. (14) ein nichtlineares Gleichungssystem darstellt. Die 3×2 unbekannten Koordinaten der Netzpunkte $\mathbf{p}_A$, $\mathbf{p}_B$, $\mathbf{p}_C$ werden in MATLAB mithilfe eines Newtonverfahrens bestimmt. Die somit aus den Messpunkten berechneten Netzpunkte werden mit den im Modell ermittelten Netzpunkten in Abschnitt 5.1 verglichen.

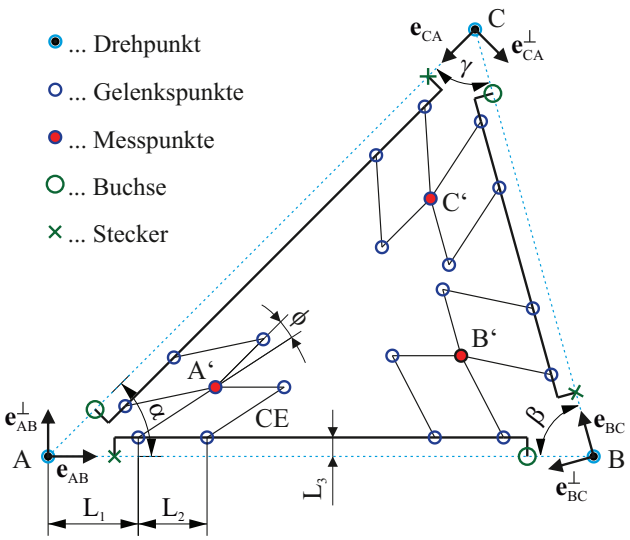


Bild 17 Skizze mit den Geometrien eines ADEs zur Berechnung aus den Drehpunkten der Scherengelenken A', B', C' zu den idealen Drehpunkten A, B, C.

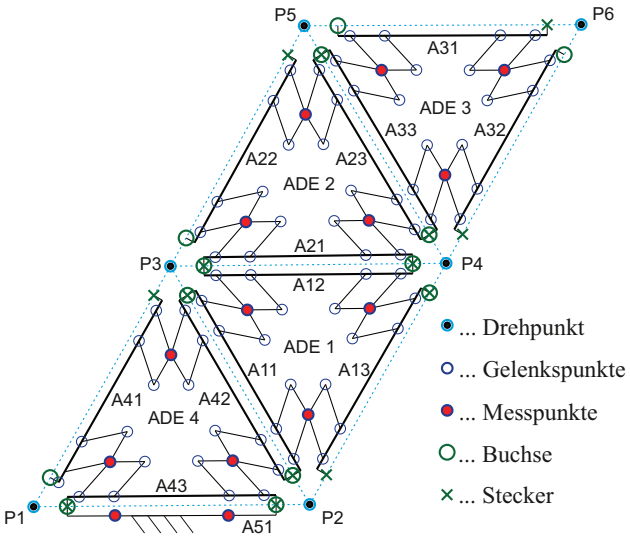


Bild 18 Ausgangsposition von 4 zusammengeschlossenen ADEs mit den Drehpunkten P1-P6, applizierte retroreflektierende Marker (Messpunkte), Verbindungsmechanismus (grün dargestellt), Gelenkspunkte und Aktoren A11-A51.

5 Versuchsdurchführung

Zur Untersuchung der Nachgiebigkeiten in den Gelenken werden an den Messpunkten in **Bild 18** in jedem ADE mithilfe des Motion-Tracking-Systems Vicon die Positionen während der Bewegung aufgezeichnet. Aufgrund der zahlreichen Versuche zeigten sich am durch 3D Druck gefertigten aktiven Schließmechanismus Verschleißerscheinungen, sodass die formschlüssige Verbindung zuweilen spontan öffnete. Aus diesem Grund wurden in diesem Versuch die Verbindungen mit Bändern zusätzlich gesichert.
Die für die Messung vorgegebenen Endpositionen der Hübe der Aktoren, welche in 20 mm Unterteilungen angefahren werden sind in **Tabelle 4**, a)-f) angeführt und die Bewegung des realen Systems ist in **Bild 19** dargestellt. Über den RMS-Fehler zwischen Messung und Modell des Punktes P6 welcher in Bild 16 dargestellt ist, wird der Parameter für die Steifigkeit k_A von $1,04\,\mathrm{N/mm}$ für das Modell bestimmt. In Abschnitt 5.1 wird der Verlauf des Punktes P6 für das Modell, der Messung und der Soll-Vorgabe miteinander verglichen.

Tabelle 4 Für die Messung vorgegebene Hübe der Endpositionen der Aktoren in mm, welche in 20 mm Schritten angefahren werden.

Step	ADE	Akt.	Hub	Step	ADE	Akt.	Hub
a)	4	A41	80	d)	4	A41	0
b)	1	A13	80	e)	1	A13	0
c)	1	A11	80	f)	1	A11	0
	4	A42	80		4	A42	0

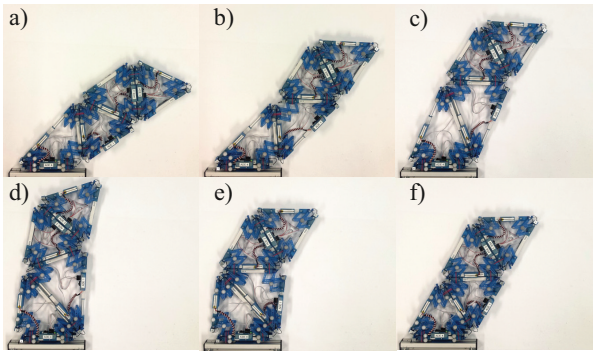


Bild 19 a) bis f) zeigen die Bewegungen von ARDS bei vorgegebenen Hüben aus Tabelle 4 mit 4 ADE.

5.1 Ergebnisse

In diesem Abschnitt werden die Messungen der Versuchsdurchführung aus Abschnitt 5 ausgewertet. Die vorgegebene Trajektorie des Punktes P6 aus Bild 18 wird mit den ermittelten Positionen aus dem Modell und der Messung mit den Hüben der Aktoren aus Tabelle 4 in **Bild 20** miteinander verglichen. Man sieht, dass die Messpunkte und die Werte des Modells gut übereinstimmen. Zusätzlich wird der Abstand des Punktes P6 zwischen Messung und vorgegebener Trajektorie, Messung und Modell und Modell und vorgegebener Trajektorie mit den Hüben der Aktoren aus Tabelle 4 für jeden Schritt in **Bild 21** dargestellt. Der berechnete Fehler zwischen Messung und Modell liegt bis auf punktuelle Außreißer unter dem Fehler zwischen Messung und der idealen Vorgabe.

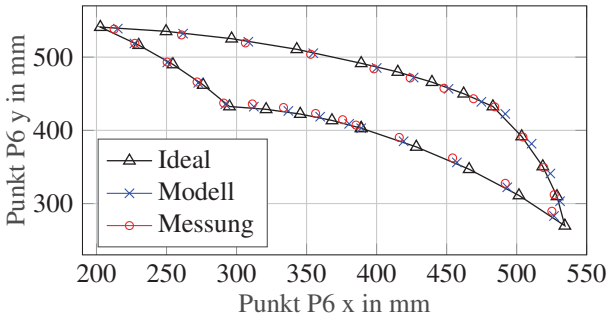


Bild 20 Vorgegebene Trajektorie (schwarz) mit den Werten der vorgegebenen Hübe der Aktoren aus Tabelle 4 des Punktes P6 aus Bild 18 wird mit den ermittelten Punkten aus dem Modell und Messung dargestellt.

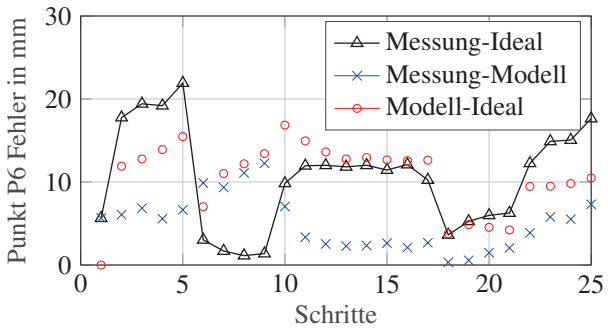


Bild 21 Euklidischer Abstand der Koordinaten des Punktes P6 aus Bild 18 mit den Werten der vorgegebenen Hübe der Aktoren aus Tabelle 4 zwischen Messung und vorgegebener Trajektorie (schwarz), Messung zu Modell (blau) und Modell zur vorgegebener Trajektorie (rot).

5.2 Selbst-Rekonfiguration

Schließlich soll in diesem Abschnitt demonstriert werden, dass eine Selbst-Rekonfiguration des Systems möglich ist. Zum Zeitpunkt dieser Versuche war der Verbindungsmechanismus im Gegensatz zu obigen Versuchen noch voll funktionstüchtig. In **Bild 22** sind einige Aufnahmen während der Bewegung des realisierten Systems zu sehen, wobei ein roter Punkt die Zelle markiert, welche die Konfiguration ändert. Durch die Selbst-Rekonfiguration könnten beliebige Strukturen aufgebaut werden und defekte Zellen ersetzt werden.

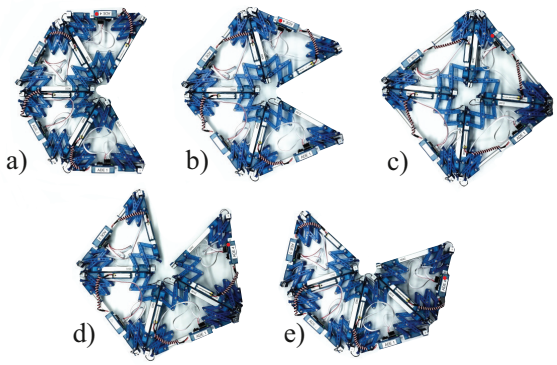


Bild 22 Proof of Concept einer Verbindung mehrerer adaptiver dreieckiger Roboter. Umordnung eines Roboters am Beispiel von vier adaptiven dreieckigen Elementen. a) bis e) zeigen die Fortbewegung einer Zelle (rot markiert) durch Deformation der umliegenden Zellen und durch Lösen und Verbinden der Zellen an den Seitenkanten.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Das vorliegende System stellt einen Funktionsprototypen einer programmierbaren Struktur dar, welche auf diese Art erstmals die Gestaltänderung mit der Rekonfigurierbarkeit vereint. Aufgrund der eingesetzten Korrekturen kann die allgemeine Dreiecksstruktur aufbauend auf einem vorgegebenen Netz einfach programmiert werden. Um das System zu vereinfachen, sind anstelle der aufwändigen Scherengelenke nachgiebige Mechanismen (compliant mechanism) geplant, welche mit 3D-Druck hergestellt werden können.

7 Literatur

[1] J. W. Romanishin, K. Gilpin, and D. Rus, “M-blocks: Momentum-driven, magnetic modular robots,” *IEEE International Conference on Intelligent Robots and Systems*, pp. 4288–4295, 2013.

[2] M. Jorgensen, E. Ostergaard, and H. Lund, “Modular ATRON: modules for a self-reconfigurable robot,” *2004 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS) (IEEE Cat. No.04CH37566)*, vol. 2, pp. 2068–2073, 2004.

[3] S. Murata and H. Kurokawa, *Self-Organizing Robots*, vol. 77. Springer Tokyo, 2012.

[4] G. Hamlin and A. Sanderson, “A novel concentric multilink spherical joint with parallel robotics applications,” *Proceedings of the 1994 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, pp. 1267–1272, 1994.

[5] A. Lyder, R. F. M. Garcia, and K. Stoy, “Mechanical design of Odin, an extendable heterogeneous deformable modular robot,” *2008 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, IROS*, pp. 883–888, 2008.

[6] J. Gerstmayr and M. Pieber, “Modular, self-reconfigurable robot system.” PCT/EP2016/073703, 2016.

[7] M. Pieber and J. Gerstmayr, “An Adaptive Robot with Tetrahedral Cells,” *Proceedings of the 4th Joint International Conference on Multibody System Dynamics, Montreal, Canada*, 2016.

[8] Actuonix Motion Devices Inc, L12 Actuator, *Miniature Linear Motion Series*, Sept. 2016. Rev. E.

[9] Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, MX840B, *Qantum X Universalmessverstärker*. Rev. 1.0.

Vergleich von Steuerbarkeitsmetriken anhand eines strukturelastischen Roboterarms mit mehreren Schwingungsebenen

Comparison of controllability metrics regarding a link-elastic robot arm with multiple vibration planes

Freia Irina John, Technische Universität Dortmund, Lehrstuhl für Regelungssystemtechnik, 44227 Dortmund, Deutschland, freia.john@tu-dortmund.de

Dr.-Ing. Jörn Malzahn, Istituto Italiano Di Tecnologia (IIT), ADVR, 16163 Genua, Italien, jorn.malzahn@iit.it

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

Für sichere physische Mensch-Roboter-Interaktionen werden seit einigen Jahren zunehmend Leichtbauroboter eingesetzt. Ihre Armkörper weisen geringe Massenträgheiten auf und sind daher inhärent sicher. Andererseits führt ihre Nachgiebigkeit zu Schwingungen und lastabhängigen elastischen Verbiegungen. Die vermeintlichen Nachteile der Elastizitäten können durch geschickte Regelung jedoch zum Vorteil genutzt werden, beispielsweise zur Kraftdetektion [1]. Bisherige Arbeiten zu elastischen Roboterarmen zielen hauptsächlich auf die Modellbildung, Schwingungsdämpfung in einer Ebene und Bahnplanung ab. Weist ein Roboter hingegen mehrere Schwingungsebenen auf (vergleiche Abbildung 1), wird die Steuerbarkeit der zugehörigen Schwingungen mittels vorhandener Aktoren fraglich. Modale Maße für die Erreichbarkeit einzelner Schwingungsmoden sowie für die Steuerbarkeit des Gesamtsystems werden von [2] unter einschränkenden statischen Bedingungen mithilfe vergleichsweise komplexer Berechnungen untersucht. In [3,4] wird diesen Maßen eine rein geometrische Steuerbarkeitsmetrik gegenübergestellt. Diese reduziert den Rechenaufwand deutlich und beinhaltet dabei zusätzliche Informationen, welche zur Anpassung einer modellfreien Schwingungsdämpfung, wie sie in [1] vorgeschlagen wird, genutzt werden können.
Der vorliegende Beitrag ergänzt die vergleichenden Untersuchungen um weitere Steuer- und Erreichbarkeitsmaße, die auch Coriolis- und Zentrifugalkräfte berücksichtigen [5]. Soweit den Autoren bekannt, fehlt in der Literatur bislang eine grundlegende Gegenüberstellung verschiedener Steuerbarkeitsmetriken hinsichtlich ihrer Eignung für strukturelastische Systeme. Betrachtet wird beispielhaft das Experimentalsystem TUDORA (**T**echnical **U**niversity **D**ortmund **O**mni-elastic **R**obot **A**dapted, **Abbildung 1**), welches über drei Freiheitsgrade sowie zwei elastische Armkörper verfügt. Die Schwingungsebenen der beiden elastischen Armkörper stehen in jeder Konfiguration senkrecht aufeinander, so dass die jeweiligen Gelenk-Armkörper-Module nicht einzeln betrachtet werden können, weil Querkopplungen unter Einbeziehung der Schwerkraft zum Tragen kommen. Die Achskonfiguration in Abbildung 1(**a**) lässt über dynamische Kopplungen eine sehr gute Steuerbarkeit mithilfe der aktuierten Gelenke erwarten. Der relevante Aktor ist dem betroffenen Armkörper dabei nicht zwangsläufig unmittelbar vorgeschaltet. In anderen Achskonfigurationen hingegen (exemplarisch Abbildung 1(**b**)) kann die Steuerbarkeit einzelner Schwingungsebenen einen kritischen Grenzwert unterschreiten. Die hier gezeigten Konfigurationen unterscheiden sich lediglich im Winkel θ_2 des zweiten Gelenks, um einen intuitiven Vergleich zu ermöglichen.
Die Gegenüberstellung der drei Steuerbarkeitsmetriken weist prinzipielle Ähnlichkeiten im Verlauf der Maße aufgetragen über die verschiedenen Achskonfigurationen nach. Die Metrik gemäß [5] berücksichtigt als einzige trotz Linearisierung um den Arbeitspunkt das dynamische Verhalten des Systems, der Verlauf ihrer vorgestellten Maße entspricht jedoch unter identischen Annahmen den Ergebnissen nach [2]. Somit können die Steuer- und Erreichbarkeitsmaße gemäß [2] als Spezialfall der Metrik entsprechend [5] betrachtet werden. Dennoch bleibt die rein geometrische Metrik nach [3, 4] als einzige unabhängig von der Nutzlast, benötigt weit weniger aufwändige Rechnungen und ordnet vor allem jeder Schwingung eindeutig den Aktor mit größter Einflussmöglichkeit in der aktuellen Konfiguration so zu, dass die Informationen der resultierenden Steuerbarkeitsmatrix zur Anpassung eines Regelkreises zur Schwingungsdämpfung genutzt werden können. Hierin liegt der entscheidende Vorteil gegenüber allen aus der Literatur bekannten Maßen, welche lediglich Indizes für die aktuelle Einflussmöglichkeit auf Schwingungen des Systems berechnen. Die enthaltenen Informationen dieser Metriken sind jedoch nicht zur Regelkreisanpassung geeignet. Während die Konfigurationsabhängigkeit der betrachteten Maße dem Einfluss konfigurationsabhängiger Querkopplungen an sich geschuldet ist, bleiben weitere Einschränkungen wie die Annahme kleiner elastischer Verbiegungen für zukünftige Untersuchungen offen.
Ein Ziel der detaillierten Steuerbarkeitsuntersuchung ist es, Achskonfigurationen mit Verlust der Steuerbarkeit im Betrieb des Roboters zu vermeiden. Zu diesem Zweck sind prinzipiell alle untersuchten Metriken geeignet, sie basieren jedoch auf unterschiedlich aufwändigen Berechnungen und sind damit unterschiedlich intuitiv verständlich. Für aufbauende Ziele wie eine adaptive Schwingungsdämpfung oder die Ableitung von Designkriterien zur Maximierung der Steuerbarkeit aller Schwingungsbewegungen im gesamten Achsraum bietet die geometrische Steuerbarkeitsmetrik im Vergleich allerdings

herausragende Vorteile.
Gegenstand aktueller Arbeiten ist die Ausnutzung der Metriken entsprechend der oben genannten Einsatzmöglichkeiten, sowie die Weiterentwicklung der vorgeschlagenen Metrik zur Berücksichtigung des dynamischen Systemverhaltens mit vertretbarem Rechenaufwand und intuitiver Interpretationsmöglichkeit.

Die Autoren bedanken sich für die finanzielle Unterstützung des Projekts durch die Deutsche Forschungsgemeinschaft (DFG, BE 1569/12-1).

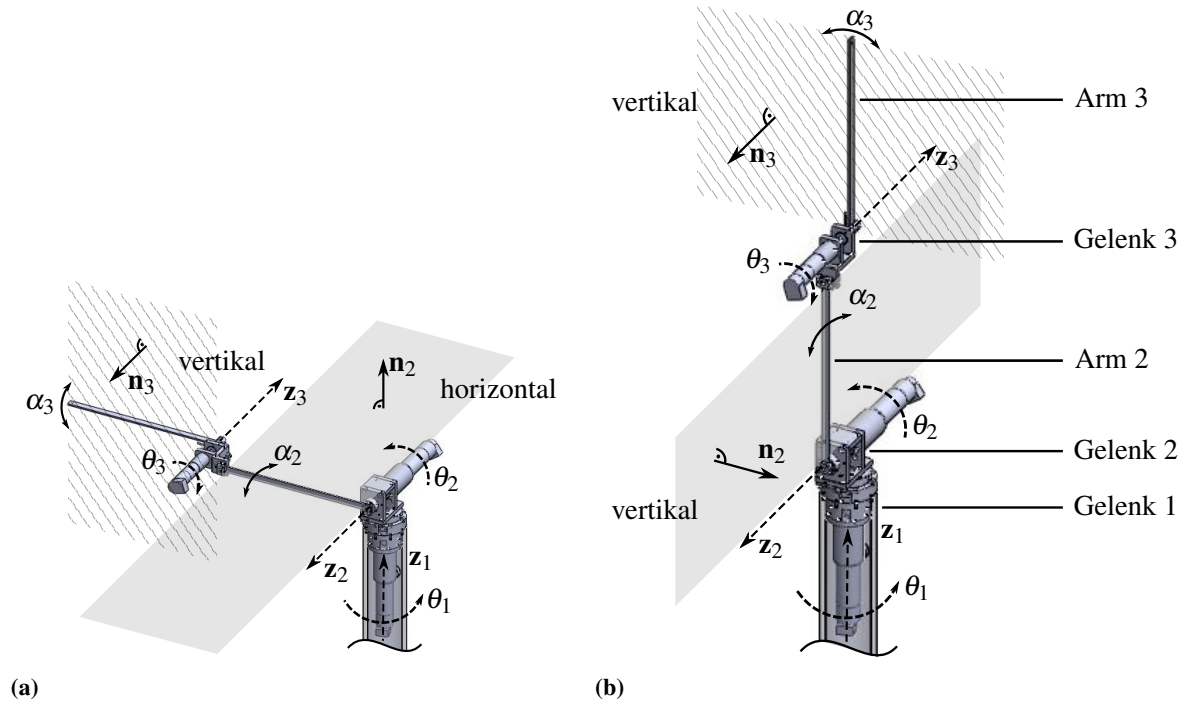


Abbildung 1 Schematische Darstellung der konfigurationsabhängigen Steuerbarkeit von TUDORA: (**a**) Erwartung sehr guter Steuerbarkeit, (**b**) Erwartung eher schlechter Steuerbarkeit. Die Schwingungsebene des Arms 2 wird durch die hellgraue Fläche dargestellt, die Schwingungsebene des Arms 3 durch die schraffierte Fläche.

Literatur

[1] Malzahn, J.: *Modeling and control of multi-elastic-link robots under gravity*. Dissertation, Technische Universität Dortmund, 2014.

[2] Konno, A.; Uchiyama, M.; Murakami, M.: *Configuration-dependent vibration controllability of flexible-link manipulators*. The International Journal of Robotics Research. (1997) 16-4, S. 567–576.

[3] John, F. I.; Malzahn, J.; Bertram, T.: *Strukturelastische Roboterarme mit mehreren Schwingungsebenen*. In: Tagungsband der Fachtagung Mechatronik 2017. 09./10. März 2017 Dresden, Deutschland. S. 162-167.

[4] John, F. I.; Malzahn, J.; Bertram, T.: *Controllability and accessibility of vibrations in multiple planes on link-elastic robot arms*. In: Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics and Biomimetics (ROBIO) 2017. 05./08. Dez. 2017 Macau SAR, China. In press.

[5] Tosunoglu, S.; Lin, S.-H.; Tesar, D.: *Accessibility and controllability of flexible robotic manipulators*. Journal of dynamic systems, measurement, and control. (1992) 114-1, DOI 10.1115/1.2896507, S. 50-58.

Gain-Scheduling zwischen zeitoptimaler und quadratischer modellprädiktiver Regelung

Gain-scheduling between time-optimal and quadratic form based model predictive control

Christoph Rösmann, Technische Universität Dortmund, Lehrstuhl für Regelungssystemtechnik, 44227 Dortmund, Deutschland, christoph.roesmann@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

Die modellprädiktive Regelung (MPC) stellt ein fortschrittliches Regelungskonzept dar, das im Gegensatz zu klassischen PID- oder LQ-Reglern explizit Zustands- und Stellgrößenbeschränkungen der Regelstrecke berücksichtigt [1]. Für die Umsetzung wird ein Modell der Regelstrecke, üblicherweise in Form eines (nicht-)linearen Zustandsraummodells, während der Regelung benötigt. Der Regler prädiziert mit diesem dynamischen Modell das zukünftige Systemverhalten über einen endlichen Horizont und ermittelt durch Online-Optimierung die optimale Steuerfolge bezüglich eines gewählten Gütemaßes und definierten Nebenbedingungen. Dieses sogenannte Optimalsteuerungsproblem wird in jedem Abtastschritt wiederholt gelöst und die jeweils erste ermittele Stellgröße aus der optimalen Steuerfolge wird zur Regelung eingesetzt. Die Lösung des Optimalsteuerungsproblems benötigt in der Regel lange Berechnungszeiten, sodass die Komplexität des Dynamikmodells sowie die Horizontlänge limitiert sind. Aus diesem Grund wurden MPC-Verfahren in der Vergangenheit überwiegend für langsame Regelstrecken in der Prozessindustrie eingesetzt.
Seit einigen Jahren ist das Interesse an numerisch effizienten Realisierungen gestiegen, um MPC verstärkt auch für mechatronische Systeme mit schneller Dynamik zu erschließen. Die in der Literatur vorgestellten MPC-Ansätze betrachten zumeist verbrauchs- und verlaufsoptimale Gütefunktionen in quadratischer Form. Dieser Beitrag widmet sich dem Vergleich zeitoptimaler Regelungsansätze. Van den Broeck et al. verwenden einen MPC mit quadratischem Gütemaß [4] für die zeitoptimale Regelung in einem zweistufigen Optimierungsprozess, zusammengefasst unter der Abkürzung TOMPC. In der äußeren Schleife wird die Länge der Steuerfolge (bzw. des Horizonts und damit der Übergangszeit) solange reduziert, bis das innere Optimalsteuerungsproblem keine Lösung mehr findet. Eine Gleicheitsnebenbedingung erzwingt die Prädiktion bis in den gewünschten Zielzustand. Die zuletzt realisierbare Steuerfolge entspricht der, für die gewählte zeitliche Diskretisierung, optimalen Lösung. Im ungünstigsten Fall muss die Länge der Steuerfolge in jedem Abtastschritt neu angepasst werden.
Ein vielversprechender Ansatz für Optimalsteuerungsprobleme mit minimaler Übergangszeit ist die explizite Berücksichtigung der Übergangszeit als veränderliche Variable im Optimierungsproblem. Ein klassisches Verfahren transformiert den nun zeitlich variablen Horizont auf das Einheitsinterval. Die Systemdynamik wird entsprechend mit der Übergangszeit skaliert, welche ebenfalls Teil der Optimierung ist (siehe [5]). Dies hat zur Folge, dass die Definition von Nebenbedingungen, wie die Prädiktion in den Zielzustand (analog zu TOMPC), und Randwertproblemen entsprechend der klassischen Methoden mit festen Integrationsgrenzen ermöglicht wird. In [6] wird ein Verfahren vorgestellt, bei dem die Zeitdifferenzen, welche aus der Diskretisierung der zeitkontinuierlichen Systemdynamik mit finiten Differenzen resultieren, als explizite Optimierungsparameter berücksichtigt werden. Die Zeitdifferenzen werden hier durch eine gemeinsame Variable repräsentiert. Dies resultiert in einem zeitlich-äquidistanten (uniformen) Diskretisierungsgitter. Dieser Ansatz weist Ähnlichkeiten mit der zuvor beschriebenen Zeitskalierung auf, verzichtet jedoch auf die Transformation der Systemdynamik und der Rücktransformation resultierender Trajektorien. Zudem wird eine Adaptionsstrategie eingeführt, die während der Laufzeit auf Basis der aktuellen Gitterauflösung neue Zustände entfernt oder hinzugefügt. Für viele Regelstrecken und zeitoptimale Regelungsaufgaben setzt sich die Steuerfolge aus wenigen Umschaltungen zwischen den Stellgrößengrenzen zusammen (*Bang-Bang* Regelung). Diese Beobachtung fließt in die Entwicklung eines dedizierten MPC-Ansatzes für derartige Probleme ein [7, 8]. Im Gegensatz zum vorherigen Ansatz mit uniformen Gitter, wird das Mehrfachschießverfahren mit numerischer Integration anstelle finiter Differenzen eingesetzt. Dies führt zu mehreren Intervallen mit je konstanter Stellgröße und Zeitintervall. Die individuellen Zeitintervalle sind hier ebenfalls Teil der Optimierung, sodass der Optimierer die Umschaltzeitpunkte so wählt, dass die gesamte Übergangszeit minimal wird. Übergeordnet wird die Anzahl der Zeitintervalle im geschlossenen Regelkreis adaptiert. Dieses Verfahren weist ein dynamisches Diskretisierungsgitter auf und benötigt bei Systemen mit *Bang-Bang* Charakteristik weniger Optimierungsparameter.

Im Folgenden wird ein aus der MPC Literatur bekanntes Benchmarkproblem herangezogen. Die Regelungsaufgabe beinhaltet die Überführung eines nichtlinearen Raketenmodells von $\mathbf{x}_s = [s(0), v(0), m(0)]^\intercal = [0,0,1]^\intercal$ zu $\mathbf{x}_f = [s_f, 0, \cdot]^\intercal$ in minimaler Zeit. Hierbei entspricht s der Position, v der Geschwindigkeit und m der Masse. Die Zielposition $s_f = \{10, 30\}$ wird variiert und die Masse am Ziel kann vom Optimierer frei gewählt werden. Für die Dynamikgleichungen wird aus Platzgründen auf [6] verwiesen. Zusätzlich werden Beschränkungen an die Geschwindigkeit und die Stellgröße $u(t)$ gestellt. Die resultierenden Zustands- und Stellgrößenverläufe für $s_f = 30$ sind in Abbildung 1 angegeben. Die Anzahl an Intervallen im Diskretisierungsgitter wird mit n bezeichnet. Im Gegensatz zur vollen Abtastung ($n = 195$), benötigt der Ansatz mit dynamischem Gitter für die optimale Lösung nur drei Intervalle.

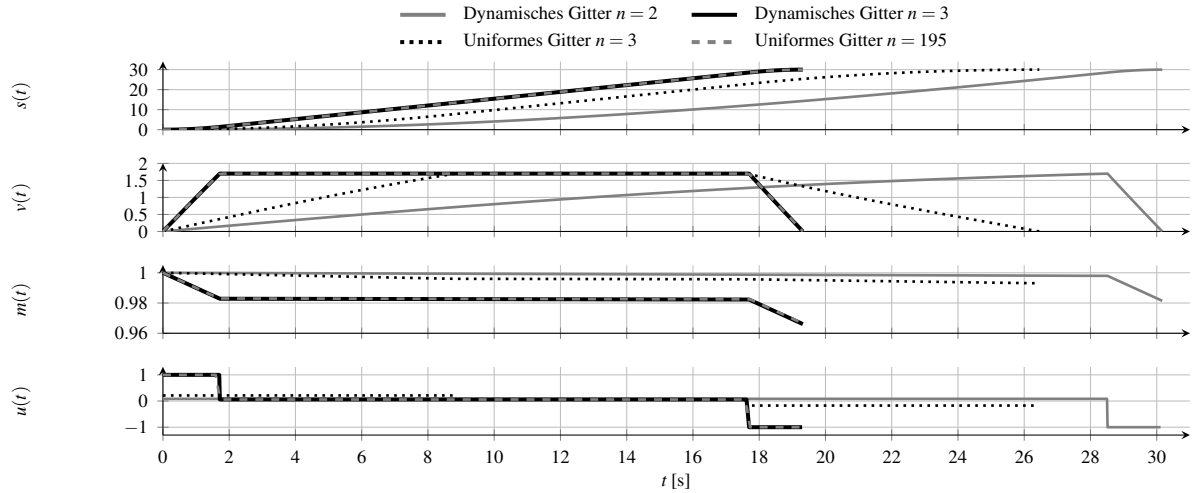


Abbildung 1 Optimale Zustands- und Stellgrößenverläufe verschiedener Ansätze im Vergleich.

Die nachfolgende Tabelle zeigt Berechnungszeiten für verschiedene Konfigurationen (PC: 3,4 GHz Intel i7 CPU):

Methode	Berechnungszeit $s_f = 10$	Berechnungszeit $s_f = 30$
Dynamisches Gitter $n = 3$	(15.3 ± 0.4) ms	(64.5 ± 0.7) ms
Einheitliches Gitter $n = 77; 195$	(65.1 ± 1.0) ms	(175.0 ± 1.8) ms
Ansatz mit Zeitskalierung $n = 77; 195$	(70.8 ± 3.1) ms	(132.0 ± 3.6) ms
TOMPC $n = 77; 195$	(396.8 ± 1.9) ms	(436.0 ± 4.1) ms

Der Konferenzvortrag wird die zu vergleichenden Verfahren mit ihrer mathematischen Formulierung vorstellen. Weiterhin werden die Verfahren mit dem uniformen und dynamischen Gitter mittels einer weichen Umschaltung in ein quadratisches Gütemaß nahe dem Endzustand zur Stabilisierung *ohne Rattern* erweitert (entsprechend dem Titel dieser Kurzfassung). Die Auswertung wird zudem ein weiteres Benchmarksystem sowie ein reales Experimentalsystem berücksichtigen.

Gefördert durch die Deutsche Forschungsgemeinschaft (DFG, BE 1569/13-1).

Literatur

[1] Morari, M; Lee J. H.: *Model predictive control: past, present and future*. In: Computers & Chemical Engineering, Vol. 23, Nr. 4-5, S. 667–682, 1999.

[2] Piechottka U., Hagenmeyer V.: *A discussion of the actual status of process control in theory and practice: a personal view from German process industry*. In: at – Automatisierungstechnik, Vol. 62, Nr. 2, 2014.

[3] Diehl M., Bock H. G., Schlöder J. P., Findeisen R., Nagy Z., Allgöwer F.; *Real-time optimization and nonlinear model predictive control of processes governed by differential-algebraic equations*. In: Journal of Process Control, Vol. 12, Nr. 4, S. 577–585, 2002.

[4] Van den Broeck L.; Diehl M.; Swevers J.: *A model predictive control approach for time optimal point-to-point motion control*. In: Mechatronics, Vol. 21, Nr. 7, S. 1203–1212, 2011.

[5] Verschueren R.; van Duijkeren N.; Swevers J.; Diehl M.: *Time-optimal motion planning for n-dof robot manipulators using a path-parametric system reformulation*. In: American Control Conference (ACC), 2016.

[6] Rösmann C.; Hoffmann F.; Bertram T.: *Timed-elastic-bands for time-optimal point-to-point nonlinear model predictive control*. In: European Control Conference (ECC), 2015.

[7] Rösmann C.; Makarow A.; Hoffmann F.; Bertram T.: *Time-optimal nonlinear model predictive control with minimal control inverentions*. In: IEEE Conference on Control Technology and Applications (CCTA), 2017, pp. 19–24.

[8] Rösmann C.; Makarow A.; Hoffmann F.; Bertram T.: *Sparse Shooting at Adaptive Temporal Resolution for Time-Optimal Model Predictive Control*. In: Conference on Decision and Control (CDC), 2017.

Nichtlineare modellbasierte prädiktive Regelung zur aktiven Wankstabilisierung von Personenkraftwagen
Non-Linear Model-Based Predictive Control for Active Roll Stabilization of Passenger Cars

Philipp Maximilian Sieberg M.Sc., Universität Duisburg-Essen, Lehrstuhl für Mechatronik, 47057 Duisburg, Deutschland, sieberg@mechatronik.uni-duisburg.de;

Sebastian Reicherts M.Sc., Universität Duisburg-Essen, Lehrstuhl für Mechatronik, 47057 Duisburg, Deutschland, reicherts@mechatronik.uni-duisburg.de;

Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Dieter Schramm, Universität Duisburg-Essen, Lehrstuhl für Mechatronik, 47057 Duisburg, Deutschland, schramm@mechatronik.uni-duisburg.de;

Kurzfassung

Der vorliegende Beitrag beschäftigt sich mit einer nichtlinearen modellbasierten prädiktiven Regelung der Wankdynamik von Personenkraftwagen. Die Wankdynamik eines PKWs beschreibt hierbei die Rotation des Fahrzeugaufbaus um die fahrzeugfeste Longitudinalachse. Wird eine aktive Wankstabilisierung (Regelung der Wankdynamik) durchgeführt, trägt dieses sowohl zur Steigerung der Sicherheit in kritischen Fahrsituationen als auch zur Erhöhung des Fahrkomforts bei. Das Wankverhalten eines PKWs kann unter anderem durch aktive Stabilisatoren und (semi-)aktive Stoßdämpfer beeinflusst werden. Der gewählte Regelungsansatz stellt eine Weiterentwicklung einer hybriden linearen modellbasierten Regelung dar. Die Grundlage des hybriden Ansatzes ist die Kombination einer Skyhook-Dämpfung[1] der Stoßdämpfer und einer linearen modellbasierten prädiktiven Regelung der aktiven Stabilisatoren. In dieser Arbeit wird ein nichtlinearer modellbasierter prädiktiver Regelungsansatz vorgestellt, welcher Dämpferkräfte sowie Stabilisatormomente gemeinsam unter Berücksichtigung des Wankverhaltens vorgibt.

Abstract

The present article deals with the nonlinear model-based predictive control of the roll dynamics of passenger cars. The rolling dynamics of a car represents the rotation of the vehicle body around its longitudinal axis. The result of an active roll stabilization (control of the roll dynamics) is on the one hand the increase of safety in critical driving situations and on the other hand the increase of driving comfort. Therefore the rolling behavior of a car can be manipulated by active stabilizers and (semi-)active shock absorbers. The chosen control approach represents a further development of a hybrid linear model-based control. The basis of the hybrid approach is the combination of Skyhook damping of shock absorbers and a linear model-based predictive control of active stabilizers. In this paper, a non-linear model-based predictive control approach is presented, which specifies the damping forces and the stabilizer torques in common.

1 Einleitung

Der technologische Fortschritt auf dem Gebiet der Fahrzeugsystemtechnik insbesondere in Bezug auf die aktive Fahrdynamikregelung hat in den vergangenen Jahren dazu geführt, dass die Komplexität der im Fahrzeug verbauten mechatronischen Systeme kontinuierlich steigt. In vielen Fällen beruhen die verwendeten Regelungsalgorithmen auf modellbasierten Ansätzen. Beispielhaft hierfür ist die Umsetzung einer modellbasierten prädiktiven Regelung, die abhängig von Prädiktions- und Stellhorizont eine optimale Stellgrößentrajektorie bestimmt. Oftmals wird das notwendige Systemverhalten durch lineare Zusammenhänge abgebildet. Diese Vorgehensweise ist für Fahrzeuge mit passiven Fahrwerkselementen unter Vernachlässigung von dynamischen Grenzbereichen ausreichend. Durch eine steigende Anzahl der Einflussgrößen und -möglichkeiten, beispielhaft durch aktive Fahrwerkselemente, erhöht sich folgerichtig die Komplexität der zu regelnden Systeme. Dieses hat zu Folge, dass die Verwendung einer linearen Abbildung des Systemverhaltens eine starke Vereinfachung darstellt. Um die Potentiale der modellbasierten prädiktiven Regelung nicht kategorisch zu begrenzen, ist eine Umsetzung basierend auf einem nichtlinearen Systemmodell zu realisieren.

Der vorliegende Beitrag beschäftigt sich in Anlehnung an Grüne et al. [1] mit der Ausarbeitung einer nichtlinearen modellbasierten prädiktiven Regelung (engl. *non-linear model-based predictive control*, kurz *NLMPC)* am Beispiel der aktiven Wankstabilisierung für PKW. Die Umsetzung der *NLMPC* erfolgt dabei als Erweiterung einer linearen

[1] Die Skyhook-Dämpfung hat das Ziel die Bewegungen des Fahrzeugaufbaus unabhängig von Fahrbahnanregungen zu gestalten und dadurch zu minimieren. Dazu werden die Dämpfungsmaße in Bezug auf den Horizont vorgegeben.

modellbasierten Regelung (engl. *linear model-based predictive control*, kurz *LMPC*). Die Implementierung und Validierung der Regelungsalgorithmen erfolgt durch eine Co-Simulation von MATLAB/SIMULINK und IPG CarMaker. Während die Dynamik der Aktuatoren, sowie die Regelungsaufgabe in MATLAB/SIMULINK erfolgt, wird das gesamte Fahrzeug- sowie Fahrerverhalten über die Simulationssoftware IPG CarMaker abgebildet.
Im nachfolgenden Abschnitt wird zunächst eine Einführung in die Grundlagen des vorliegenden Beitrags vorgenommen. Diese umfassen sowohl die Beschreibung der Wankdynamik, die Präsentation der verwendeten Aktuatormodelle sowie eine allgemeine Vorstellung der modellbasierten prädiktiven Regelung. Weiterhin werden in einem dritten Abschnitt die verwendeten Regelungsalgorithmen detailliert beschrieben und vorgestellt. Im Abschnitt der Validierung erfolgt ein Vergleich der Regelgüte der beiden unterschiedlichen Regelungsalgorithmen. Dieser wird anhand von zwei Fahrmanövern durchgeführt. Den Abschluss bilden eine Zusammenfassung des Beitrags sowie ein Ausblick auf weiterführende Forschungsziele.

2 Grundlagen

In diesem Abschnitt wird zunächst das Wankverhalten von PKW vorgestellt. Anschließend werden die eingesetzten Aktuatoren inklusive deren Modellbildung erläutert. Den Abschluss des Abschnitts bildet die allgemeine Beschreibung von Regelungsansätzen, die mit Hilfe eines mathematischen Modells das Systemverhalten prädizieren und optimale Stellgrößen vorgeben.

2.1 Wankdynamik

Das Wanken von PKW ist als Rotation des Aufbaus um die fahrzeugfeste Longitudinalachse definiert (vgl. [2]). Um die Entstehung von Wankbewegungen besser nachvollziehen zu können, wird das Fahrzeug im Folgenden in der y-z-Ebene betrachtet, wie in **Bild 1** dargestellt wird.

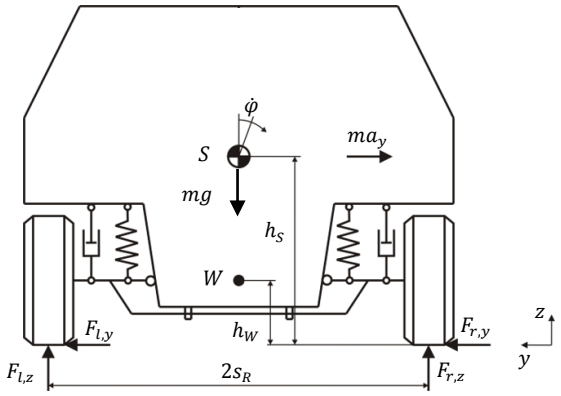


Bild 1 Lineares Wankmodell nach Schramm et al. [3]

Grundlegend für diese Vereinfachung ist die Zusammenfassung der an den Rädern auftretenden Kräfte für die jeweilige Fahrzeugseite. Das Kraftfahrzeug wird in einer zweidimensionalen Modellierung betrachtet. Hierbei werden Vorder- und Hinterachse jeweils zu einem Rad zusammengefasst. Somit ergeben sich für das lineare Wankmodell jeweils zwei Radquerkräfte $F_{l,y}$ und $F_{r,y}$, sowie zwei Radvertikalkräfte $F_{l,z}$ und $F_{r,z}$, wobei die Vertikalkräfte den zusammengefassten Radlasten der jeweiligen Fahrzeugseite entsprechen. Die Masse m des Fahrzeugs ist im Schwerpunkt S konzentriert. Das Momentengleichgewicht um den Wankpol W liefert die Beziehung

$$0 = (h_S - h_W)ma_y + h_W\left(F_{l,y} + F_{r,y}\right) + s_R\Delta F_z. \quad (1)$$

Dabei entspricht h_S der Höhe des Schwerpunktes, h_W der Höhe des Wankpoles, a_y der auftretenden Querbeschleunigung und s_R der halben Spurweite. Wird nun ein quasistationäres Kräftegleichgewicht in Richtung der y-Achse

$$F_{l,y} + F_{r,y} = ma_y \quad (2)$$

zu Grunde gelegt, ergibt sich eine Vereinfachung von Gl. (1) zu

$$0 = h_S ma_y + s_R\Delta F_z. \quad (3)$$

Aus Gl. (3) erschließt sich, dass Quer- und Vertikalkräfte in diesem Fall im Gleichgewicht stehen. Auf der einen Seite kann die Querbeschleunigung a_y in Zusammenhang mit der Fahrzeugmasse m für ein Wankmoment sorgen. Beispiel hierfür ist eine Kurvenfahrt, bei der sich eine Querbeschleunigung a_y ausbildet. Auf der anderen Seite erzeugt die Differenz der Radlasten ΔF_z ein Wankmoment. Um nun den Einfluss der Radaufstandskräfte genauer betrachten zu können, wird der Fahrzeugaufbau freigeschnitten. Dieses wird in **Bild 2** dargestellt.

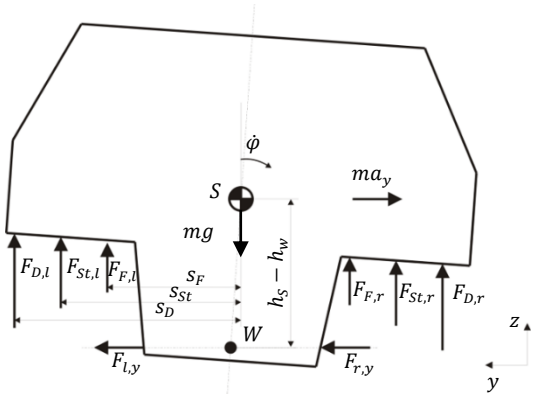


Bild 2 Wankdynamik des freigeschnittenen Fahrzeugaufbaus [3]

Durch den Freischnitt werden anstatt der Radaufstandskräfte $F_{l,z}$ und $F_{r,z}$ nun die aus dem Fahrwerk resultierenden Kräfte betrachtet. Diese bestehen aus Federkräften $F_{F,i,j}$, Dämpferkräften $F_{D,i,j}$ und Stabilisatorkräften $F_{St,i,j}$ mit $i \epsilon \{l,r\}$ für die linke bzw. rechte Fahrzeugseite und $j \epsilon \{v,h\}$. Der Index v steht dabei für die Vorderachse, der Index h für die Hinterachse. Des Weiteren repräsentieren $c_{F,j}$ die Federsteifigkeiten, $d_{D,j}$ die Dämpfungskonstanten und $c_{St,j}$ die Torsionssteifigkeiten der jeweiligen Fahrzeugachse. Für die zugehörige Fahrzeugachse entsprechen $s_{F,j}$ und $s_{D,j}$ den Hebelarmen der Feder- bzw. Dämpferkräfte zum Wankpol W, $\mathrm{l_{St,j}}$ den Stabilisatorlängen und $b_{St,j}$ den

Stabilisatorhebeln. Unter Berücksichtigung kleiner Wankwinkel entspricht der Drallsatz für den Fahrzeugaufbau um den Wankpol W:

$$(h_s - h_w)m_A a_y - 2\left(s_{D,v}^2 d_{D,v} + s_{D,h}^2 d_{D,h}\right)\dot{\varphi} + \ldots$$
$$+(h_s - h_w)m_A g\varphi - 2\left(s_{F,v}^2 c_{F,v} + s_{F,h}^2 c_{F,h}\right)\varphi + \ldots$$
$$-\left(\frac{c_{St,v} l_{St,v} s_{St,v}}{b_{St,v}^2} + \frac{c_{St,h} l_{St,h} s_{St,h}}{b_{St,h}^2}\right)\varphi = \theta_A \ddot{\varphi} \qquad (4)$$

Dabei geben $s_{St,j}$ die Hebelarme der Stabilisatorkräfte an der jeweiligen Fahrzeugachse, g die Erdbeschleunigung und m_A die Masse des Fahrzeugaufbaus an. [3]
Aus Gl. (4) geht hervor, dass neben der Querbeschleunigung a_y als externe Eingangsgröße ebenfalls Feder-, Dämpfer- und Stabilisatorkräfte Einfluss auf das Wankverhalten eines Kraftfahrzeuges besitzen können. Eine genauere Betrachtung dieser Einflussmöglichkeiten erfolgt im folgenden Unterabschnitt.

2.2 Aktuatorik

Durch die Verwendung von aktiven Fahrwerkselementen in Bezug auf Federn, Dämpfer und Stabilisatoren kann das Wankverhalten gezielt beeinflusst werden. Aktive Elemente bedeuten in diesem Fall, dass die resultierenden Kräfte der Federn $F_{F,i,j}$, der Dämpfer $F_{D,i,j}$ und der Stabilisatoren $F_{St,i,j}$ in gewissen Grenzen variabel einstellbar sind. Dieses wird über eine Kombination passiver Elemente mit Aktuatoren realisiert. Über die gezielte Ansteuerung dieser Aktuatoren werden somit die auftretenden Kräfte geregelt. Im weiteren Verlauf werden Realisierungen dieser Methodik anhand der Fahrwerkselemente Stoßdämpfer und Stabilisator aufgezeigt.
Um die Dämpferkraft eines herkömmlichen Stoßdämpfers variabel gestalten zu können, werden üblicherweise zwei Prinzipien genutzt. Zum einen lässt sich die Regulierung der Dämpferkraft durch ein zusätzliches Proportionalventil an einem Zweirohrdämpfer realisieren. Durch das Ventil kann der Fluss zwischen den beiden Kammern gezielt beeinflusst und somit die Dämpferkraft stufenlos eingestellt werden. Das zweite Prinzip, mit dem eine variable Dämpferkraft erzeugt werden kann, beruht auf den Eigenschaften von elektro- beziehungsweise magneto-rheologischen Flüssigkeiten. Beispielhaft besteht das magneto-rheologische Fluid aus Öl, welches mit kleinsten Eisenpartikeln versetzt worden ist. Befindet sich das Fluid in einem Magnetfeld, richten sich die Eisenpartikel so aus, dass die Schubspannung im Fluid steigt. Die Erhöhung der Schubspannung hat wiederum eine Erhöhung der Dämpferkraft zur Folge. [4]
Der aktive Stabilisator bietet eine weitere Möglichkeit, ein Fahrwerk aktiv zu gestalten. Im Gegensatz zu klassischen Stabilisatoren sind die beiden Räder einer Achse nicht durch einen durchgängig ausgeführten Torsionsstab gekoppelt, sondern durch zwei Stabilisatorhälften, die mittig vom Fahrzeug über einen Aktuator verbunden sind. **Bild 3** zeigt einen aktiven Stabilisator in Zusammenhang mit einer Doppelquerlenkerachse. Der Aktuator erzeugt ein torsionsunabhängiges Schnittmoment, welches zusätzlich eingeprägt werden kann. Über den Aktuator kann somit ebenfalls gezielt das Wankverhalten beeinflusst werden. Sowohl hydraulische als auch elektromechanische Aktuatoren sind Stand der Technik. [3]

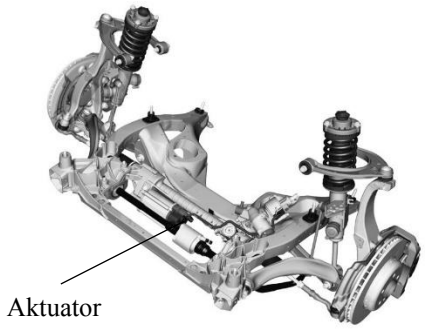


Bild 3 Doppelquerlenkerachse mit aktivem Stabilisator (angelehnt an [3])

Im Rahmen des vorliegenden Beitrags wird das (semi-)aktive Stoßdämpferverhalten durch eine Lookup-Tabelle in die Simulationsumgebung eingebunden. Das dynamische Verhalten der aktiven Stabilisatoren wird durch einen DC-Motor inklusive eines Getriebes modelliert.

2.3 Modellbasierte prädiktive Regelung

Der Regelansatz, auf dem die nachfolgenden Algorithmen beruhen, ist die modellbasierte prädiktive Regelung. Grundlage ist ein mathematisches Modell der Regelstrecke, welches benutzt wird, um eine prädiktive Aussage zum Systemverhalten zu generieren. In **Bild 4** wird der allgemeine Aufbau einer modellbasierten prädiktiven Regelung dargestellt.

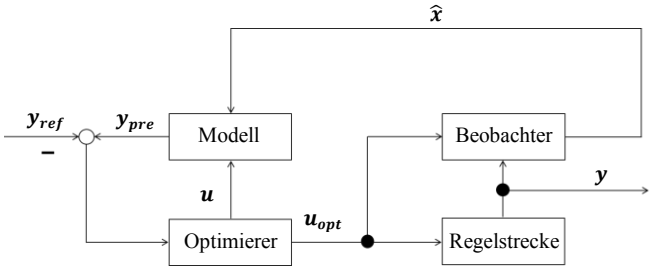


Bild 4 Struktur eines Systems mit modellbasierter prädiktiver Regelung (angelehnt an [5])

Das System besteht dabei aus vier Bereichen: Der Regelstrecke, dem Beobachter, der mathematischen Systembeschreibung durch ein Modell und dem Optimierer. Im Hinblick auf die angestrebte Umsetzung auf einem Steuergerät, wird eine diskrete Betrachtung verwendet. Der Vorgang der modellbasierten prädiktiven Regelung wird zum Zeitpunkt $t = k$ gestartet. Dabei werden die Stellgrößen $\boldsymbol{u}(k)$ als bekannter Startwert vorausgesetzt. Über das mathematische Systemmodell werden unter Berücksichtigung des aktuellen Zustandsvektors $\hat{\boldsymbol{x}}(k)$, der mit Hilfe eines Beobachters geschätzt wird, und den zugehörigen Stellgrößen $\boldsymbol{u}(k+i)$ die prädizierten Ausgangsgrößen $\boldsymbol{y_{pre}}(k+i)$ gebildet. Diese werden mit vorgegebenen Referenzwerten $\boldsymbol{y_{ref}}(k+i)$ abgeglichen. Der Differenzenvektor dient anschließend als

Eingangsgröße in den Optimierungsprozess. In der Optimierung wird der Stellgrößenverlauf $\boldsymbol{u}(k+i)$ so ausgelegt, dass eine vorgegebene Kostenfunktion J minimiert wird. Die Prädiktion wird für die Werte $i = 1, \dots, n_C$ durchgeführt, wobei n_C als Stellhorizont bezeichnet wird. Dabei wird in den meisten Fällen eine quadratische Kostenfunktion

$$J(\boldsymbol{y}, \boldsymbol{y_{ref}}, \boldsymbol{u}) = \sum_{i=1}^{n_P} \left\| \boldsymbol{Q}((\boldsymbol{y}(k+i) - \boldsymbol{y_{ref}}(k+i)) \right\|^2 + \dots \\ r \cdot \sum_{i=1}^{n_p} \|\boldsymbol{u}(k+i-1)\|^2 \quad (5)$$

verwendet. Die Kostenfunktion J wird über einen Prädiktionshorizont n_P gebildet, wobei $n_P \geq n_C$ gilt. $\boldsymbol{Q}$ ist eine positiv definite Matrix, r ein Gewichtungsfaktor bezüglich der quadrierten Stellgrößensummen. Für Zeitpunkte $i \geq n_C$ wird die Stellgröße auf $\boldsymbol{u}(k+n_C)$ gesetzt. Dieses ist notwendig, damit alle resultierenden Ausgangsgrößen $\boldsymbol{y}(k+i)$ für die Kostenfunktion gebildet werden können. In **Bild 5** wird der prinzipielle Ablauf zusätzlich illustriert.

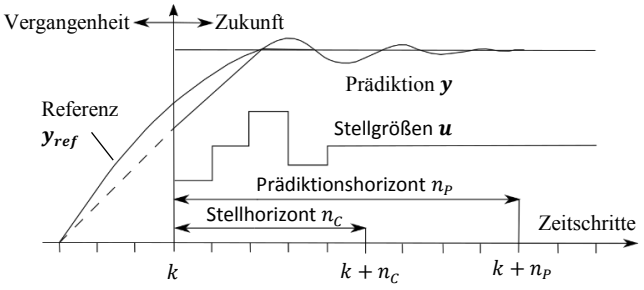


Bild 5 Ablauf der modellbasierten prädiktiven Regelung [5]

Sind die benötigten Größen vorhanden, kann die Optimierung durchgeführt werden. Als Ergebnis folgt somit ein bestmöglicher Stellgrößenverlauf $\boldsymbol{u_{opt}}(k+i)$**.** Lediglich der erste Wert der Stellgrößenfolge $\boldsymbol{u_{opt}}(k+1)$ wird dabei als Eingang auf die Regelstrecke gegeben. Anschließend wird der gesamte Prozess der Prädiktion und Optimierung nach einem Zeitschritt erneut durchgeführt. Dieser Vorgang wird als Prinzip des gleitenden Horizonts bezeichnet. Durch diese Vorgehensweise kann die modellbasierte Regelung optimal auf Störgrößen im System reagieren. (vgl. [5])

3 Modellierung der aktiven Wankstabilisierung

In diesem Abschnitt werden die beiden Regelungsalgorithmen dieses Beitrags vorgestellt. Zunächst wird der hybride Regelungsansatz der auf linearen Systemmodellen beruht erläutert. Anschließend erfolgt die Einführung in den nichtlinearen Regelungsansatz der modellbasierten prädiktiven Regelung.

3.1 Hybrider linearer Regelungsansatz zur aktiven Wankstabilisierung

Der hybride lineare Regelungsansatz verwendet eine geteilte kaskadenförmige Vorgabe von Dämpferkräften und Stabilisatormomenten. In einem ersten Schritt werden die Kräfte der (semi-)aktiven Stoßdämpfer mit Hilfe einer kontinuierlichen Skyhook-Dämpfung bestimmt.

Die kontinuierliche Skyhook-Regelung beruht auf der separaten Betrachtung jeder einzelnen Radaufhängung. Daraus resultiert, dass als Modellierung das Viertelfahrzeugmodell verwendet werden kann. Dieses Modell besteht dabei aus der als Starrkörper modellierten anteiligen Masse des Fahrzeugaufbaus m_A und der Masse des Reifens m_R. Ferner wird die Aufbaufeder durch die Federkonstante c_F und die Reifenelastizität über die Federkonstante c_R abgebildet (vgl. [3]). Ergänzt wird das Viertelfahrzeugmodell durch ein einstellbares Dämpfungsmaß d_{SH}. Der Grundgedanke der Skyhook-Regelung lässt sich mit Hilfe der einfachen Zweipunkt-Regelung veranschaulichen. Bei dieser Regelungsstrategie wird der Stoßdämpfer lediglich mit einem maximalen Dämpfungsmaß d_{max} und einem minimalen Dämpfungsmaß d_{min} betrieben. Die Regelungsvorschrift wird in Gl. (6) dargestellt (vgl. [6])

$$d_{SH} = \begin{cases} d_{max}, \dot{z}_A v_{D,rel} \geq 0 \\ d_{min}, \dot{z}_A v_{D,rel} < 0 \end{cases} \quad (6)$$

Wenn das Produkt aus der Vertikalgeschwindigkeit des Fahrzeugaufbaus $\dot{z}_A$und der relativen Geschwindigkeit des Stoßdämpfers $v_{D,rel}$, mit

$$v_{D,rel} = \dot{z}_A - \dot{z}_R, \quad (7)$$

positiv oder null ist, wird das maximale Dämpfungsmaß d_{max} verwendet. Ist das Produkt aus den beiden Geschwindigkeiten negativ, wird das minimale Dämpfungsmaß d_{min} aufgebracht. Beispielhaft kann der Fall angenommen werden, dass sich der Fahrzeugaufbau nach oben und der Reifen nach unten bewegt. In diesem Fall sind $\dot{z}_A$ und $v_{D,rel}$ beide positiv. Das maximale Dämpfungsmaß wird somit eingestellt, um die gegensätzliche Bewegung der beiden Massen zu verringern. Im weiterführenden Fall wird anstatt einer Regelung mit zwei Zuständen eine kontinuierliche Skyhook-Regelung implementiert. Die kontinuierliche Skyhook-Regelung wird mit Hilfe von Gl. (8) realisiert.

$$d_{SH} = \begin{cases} \max\left(d_{min}, \min(d_{max}, g_{sh}\dot{z}_A)\right), & \dot{z}_A v_{D,rel} \geq 0 \\ d_{min}, & \dot{z}_A v_{D,rel} < 0 \end{cases} \quad (8)$$

Dabei wird bei einem positiven Produkt der beiden Geschwindigkeiten nicht das maximale Dämpfungsmaß d_{max} verwendet, sondern das Dämpfungsmaß mit Hilfe der Aufbaugeschwindigkeit bestimmt, die durch den Faktor g_{sh} verstärkt und zwischen d_{min} und d_{max} reglementiert wird. Der Verstärkungsfaktor g_{sh} dient dabei als Einstellungsparameter und kann optimiert werden.

Nachdem die kontinuierliche Skyhook-Regelung durchgeführt worden ist, erfolgt im gleichen Zeitschritt die lineare modellbasierte prädiktive Regelung der Stabilisatormomente. Das Moment, welches durch die Querbeschleunigung a_y entsteht, wird mit Hilfe einer Vorsteuerung berücksichtigt. Die benötigten Stabilisatormomente werden zusätzlich über das Konterwankmoment M_{ko} bestimmt. In einem ersten Schritt wird die lineare Abbildung der Regelstrecke in Form eines Zustandsraummodells vorgestellt:

$$\begin{bmatrix} 0 & 1 \\ \frac{(h_S - h_W)m_A g - 2\left(s_{F,v}^2 c_{F,v} + s_{F,h}^2 c_{F,h}\right)}{\theta_A} & d_{mpc} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varphi \\ \dot{\varphi} \end{bmatrix} + \dots + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{\theta_A} \end{bmatrix} M_{ko} = \begin{bmatrix} \dot{\varphi} \\ \ddot{\varphi} \end{bmatrix} \quad (9)$$

Das Dämpfungsmaß d_{mpc} wird dabei durch

$$d_{mpc} = \frac{-\left(s_{D,v}^2 (d_{v,l} + d_{v,r}) + s_{D,h}^2 (d_{h,l} + d_{h,r})\right)}{\theta_A} \quad (10)$$

beschrieben und beinhaltet die zuvor bestimmten Dämpfungsmaße der vier Stoßdämpfer (nach Gl. (8)). Zunächst wird das kontinuierliche Zustandsraummodell diskretisiert (vgl. [7]).
In einem zweiten Schritt wird ein erweitertes Zustandsraummodell gebildet, welches als Grundlage für die Prädiktion und der anschließenden Optimierung dient.

$$\boldsymbol{x}(k+1) = \boldsymbol{A_e}\boldsymbol{x}(k) + \boldsymbol{B_e}\Delta u(k) \quad (11)$$

$$\boldsymbol{y}(k) = \boldsymbol{C_e}\boldsymbol{x}(k) \quad (12)$$

Dabei ist der neue Zustandsvektor durch

$$\boldsymbol{x}(k) = \begin{bmatrix} \boldsymbol{x_m}(k) - \boldsymbol{x_m}(k-1) \\ \boldsymbol{y}(k) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Delta \boldsymbol{x_m}(k) \\ \boldsymbol{y}(k) \end{bmatrix} \quad (13)$$

definiert. Der Eingang auf das erweiterte Zustandsraummodell wird aus der Differenz des ursprünglichen Eingangsmoments M_{ko} an zwei aufeinanderfolgenden Zeitschritten mit

$$\Delta u(k) = M_{ko}(k) - M_{ko}(k-1) \quad (14)$$

gebildet. Die Matrizen des erweiterten Zustandsraummodells werden durch

$$\boldsymbol{A_e} = \begin{bmatrix} \boldsymbol{A_{dw}} & 0 \\ \boldsymbol{C_{dw}}\boldsymbol{A_{dw}} & 1 \end{bmatrix} \quad (15)$$

$$\boldsymbol{B_e} = \begin{bmatrix} \boldsymbol{B_{dw}} \\ \boldsymbol{C_{dw}}\boldsymbol{B_{dw}} \end{bmatrix} \quad (16)$$

$$\boldsymbol{C_e} = [0 \quad 0 \quad 1] \quad (17)$$

definiert. Dabei sind $\boldsymbol{A_{dw}}$, $\boldsymbol{B_{dw}}$ und $\boldsymbol{C_{dw}}$ die diskretisierten Matrizen des erweiterten linearen Zustandsraummodells, welches das Wankverhalten abbildet.
In einem dritten Schritt werden die für die Optimierung der prädizierten Stellgrößen benötigten Matrizen $\boldsymbol{E}(\boldsymbol{A_e}, \boldsymbol{C_e})$ und $\boldsymbol{F}(\boldsymbol{A_e}, \boldsymbol{B_e}, \boldsymbol{C_e})$ gebildet. Dabei sind der Prädiktionshorizont n_P und der Stellhorizont n_C entscheidende Parameter, die auf die Größe der Matrizen und somit auf die Prädiktion selbst Einfluss nehmen. Zusammengefasst lassen sich die prädizierten Ausgänge durch

$$\boldsymbol{y} = \boldsymbol{E}\boldsymbol{x} + \boldsymbol{F}\Delta\boldsymbol{u} \quad (18)$$

definieren. In einem vierten Schritt folgt die Optimierung.
Das Ziel der modellbasierten prädiktiven Regelung ist es, den optimalen Eingang auf die Regelstrecke zu bestimmen. Dazu wird die quadratische Kostenfunktion

$$J_{LMPC} = \left(\boldsymbol{y_{ref}} - \boldsymbol{y}\right)^{\boldsymbol{T}}\left(\boldsymbol{y_{ref}} - \boldsymbol{y}\right) + \Delta\boldsymbol{u}^{\boldsymbol{T}}\boldsymbol{R}\Delta\boldsymbol{u} \quad (19)$$

eingeführt. Im Vektor $\boldsymbol{y_{ref}}$ sind die Werte der Führungsgröße, nach denen geregelt wird, hinterlegt. Die Matrix $\boldsymbol{R}$ dient als Gewichtungsfaktor, mit dem die Optimierung nach Bedarf unter Berücksichtigung energetischer Aspekte angepasst werden kann. Nach dem Einsetzen von Gl. (18) in Gl. (19) wird das Optimum durch die analytische Berechnung des Minimums ermittelt. Dazu wird die Kostenfunktion J_{LMPC} nach $\Delta\boldsymbol{u}$ abgeleitet und anschließend die Nullstelle der Ableitung bestimmt. Da es sich um eine positive quadratische Kostenfunktion handelt, ist das einzige Extremum gleichzeitig das absolute Minimum. Somit ergibt sich ein optimaler Eingangsvektor

$$\Delta\boldsymbol{u} = (\boldsymbol{F}^{\boldsymbol{T}}\boldsymbol{F} + \boldsymbol{R})^{-1}\boldsymbol{F}^{\boldsymbol{T}}\left(\boldsymbol{y_{ref}} - \boldsymbol{E}\boldsymbol{x}\right). \quad (20)$$

Um das Prinzip des gleitenden Horizonts anzuwenden, wird immer nur der erste Wert $\Delta u(k+1)$ des Eingangsvektors $\Delta\boldsymbol{u}$ verwendet und mit der Stellgröße des vorherigen Zeitschritts $u(k)$ verrechnet. Der Vorgang der modellbasierten prädiktiven Regelung, der zuvor in den vier Teilschritten beschrieben worden ist, wird in jedem Zeitschritt ausgeführt. Auf diese Weise wird zu jedem Zeitpunkt unter Berücksichtigung der zuvor berechneten Dämpfungsmaße das optimale Konterwankmoment M_{ko} bestimmt, welches anschließend ebenso wie das Vorsteuerungsmoment auf die aktiven Stabilisatoren aufgeteilt wird. Der Gewichtungsfaktor r, der in der Gewichtungsmatrix $\boldsymbol{R}$ abgebildet wird, sowie Prädiktions- und Stellhorizont n_P und n_C dienen dabei als Einstellparameter.

3.2 Nichtlinearer Regelungsansatz zur aktiven Wankstabilisierung

Der zweite Regelungsansatz, der in diesem Beitrag vorgestellt wird, beruht auf einer nichtlinearen modellbasierten prädiktiven Regelung. Ziel ist eine optimale Regelung des Wankverhaltens unter Berücksichtigung von Dämpferkräften und Stabilisatormomenten. Aufgrund der gemeinsamen Regelung der Fahrwerkselemente erweitert sich das lineare Wankmodell aus Gl. (9) in ein nichtlineares mathematisches Modell. Dieses resultiert aus der Kopplung zwischen einerseits den Dämpfungsmaßen als Eingangsgröße und anderseits der Wankrate $\dot{\varphi}$ als Systemzustand (siehe Gl. (4)). Aufgrund dieser Nichtlinearität lässt sich das Wankmodell nicht in linearer Zustandsraumdarstellung abbilden. Die in Abschnitt 3.1 vorgestellte Prädiktion und die anschließende analytische Bestimmung des Minimums der Kostenfunktion J können somit nicht verwendet werden. Im Folgenden wird das Wankverhalten aus diesem Grund mit Hilfe des semi-impliziten Eulerverfahrens bzw. dem Euler-Cromer-Verfahren prädiziert (vgl. [8]). Die diskrete Lösung der Differentialgleichung nach Cromer ergibt sich zu

$$\dot{\varphi}(k+1) = \dot{\varphi}(k) + \ddot{\varphi}(k) \cdot dt, \quad (21)$$

$$\varphi(k+1) = \varphi(k) + \dot{\varphi}(k+1) \cdot dt. \quad (22)$$

Mit Hilfe von Gl. (21) und Gl. (22) kann das Wankverhalten des PKWs vorhergesagt werden. Die Schrittweite der Simulation wird durch dt repräsentiert. Die Prädiktion ist einerseits abhängig von den aktuellen Zuständen $\dot{\varphi}(k)$ und $\varphi(k)$. Weiterhin wird die Wankbeschleunigung $\ddot{\varphi}(k)$ mit Hilfe der Gleichung

$$\ddot{\varphi}(k) = \frac{1}{\theta_A}\big[(h_s - h_w)m_A a_y + (h_s - h_w)m_A g\varphi(k) + \dots \\ -2\big(s_{F,v}^2 c_{F,v} + s_{F,h}^2 c_{F,h}\big)\varphi(k) + \dots \\ -s_D^2 u_1(k)\dot{\varphi}(k) - u_2(k)\big] \quad (23)$$

bestimmt. Dabei bildet die Eingangsgröße u_1 das gesamte Dämpfungsmaß der vier (semi-)aktiven Stoßdämpfer ab. Dieses Gesamtdämpfungsmaß wird gleichermaßen auf die vier Stoßdämpfer aufgeteilt. Die zweite Eingangsgröße u_2 repräsentiert das Konterwankmoment M_{ko}, welches in Summe den aktiven Stabilisatoren der Vorder- und Hinterachse zugewiesen wird. Da das Wankverhalten mit Hilfe von Trajektorien prädiziert wird, werden die Eingangsgrößen u_1 und u_2 über die Polynome

$$u_1 = a + bt + ct^2 \text{ und} \quad (24)$$

$$u_2 = d + et + ft^2 + gt^3 \quad (25)$$

dargestellt. Mit Hilfe der Polynome kann der zeitliche Verlauf der Stellgrößen berücksichtigt werden, welcher durch den Zeitraum des Prädiktionshorizonts n_P definiert ist. Aufgrund der vorherrschenden Systembeschaffenheit wird das Dämpfungsmaß durch ein quadratisches Polynom und das Konterwankmoment über ein kubisches Polynom abgebildet. Im Folgenden werden die Polynomparameter und somit die Stellgrößentrajektorien optimiert. Dabei werden nichtlineare Einschränkungen berücksichtigt, die aufgrund von minimalen bzw. maximalen Dämpfungsmaßen und Stabilisatormomenten zwingend zu berücksichtigen sind. Diese werden in Gl. (26) und Gl. (27) dargestellt.

$$d_{G,min} \leq u_1 \leq d_{G,max}, \quad (26)$$

$$M_{ko,min} \leq u_2 \leq M_{ko,max} \quad (27)$$

Aufgrund dieser Beschränkungen und den Trajektorien als Grundlage für die Optimierung wird ein Interior-Point-Verfahren angewandt. Dieses versucht zunächst die Minimierung mit Hilfe eines Newton-Schritts zu lösen (vgl. [9]). Ist dies nicht erfolgreich umsetzbar, wird der Minimierungsschritt mit Hilfe des konjugierten Gradienten unter Verwendung einer Vertrauensregion durchgeführt. Dabei werden sowohl die Regelabweichung zwischen dem Wankwinkel φ und dem Referenzwankwinkel φ_{ref} als auch der Energiebedarf, der über die Stellgrößen zu definieren ist, in der Kostenfunktion J_{NLMPC} berücksichtig.

$$J_{NLMPC} = \lambda_R \sum_{i=1}^{n_p} \Big((\varphi_{ref}(k+i) - \varphi(k+i)\Big)^2 + \dots \\ +\lambda_{u_1} \textstyle\sum_{i=1}^{n_p} u_1(k+i) + \lambda_{u_2} \sum_{i=1}^{n_p} u_2(k+i) \quad (28)$$

Durch diese Umsetzung kann der Fokus der Optimierung über die Gewichtungsfaktoren der Kostenfunktion λ_R, λ_{u_1} und λ_{u_2} sowohl auf die Regelabweichung als auch auf den Energieaufwand gerichtet werden. Um die Basis für eine echtzeitfähige Anwendung zu schaffen, wird sowohl die Anzahl der Iterationsschritte als auch die notwendige Genauigkeit der Optimierung begrenzt.

4 Validierung

Nachfolgend werden die vorgestellten Regelungsalgorithmen unter Bezugnahme eines passiven Fahrwerks anhand von definierten Fahrmanövern untersucht. Dafür wird zunächst eine Auswahl der Fahrmanöver aus dem Katalog nach Rönitz et al. [10] vorgenommen. Bei diesem Katalog werden die Fahrmanöver in die vier Bereiche Geradeausverhalten, Kurvenverhalten, Wechselkurvenverhalten und Übergangsverhalten eingeteilt. Als Untersuchungskriterien werden die Fahrmanöver des doppelten Spurwechsels sowie der Lastwechselreaktion in einer Kurve verwendet. Die Validierung richtet den Fokus dabei auf das Systemverhalten. Dazu ist die Auswahl der Fahrmanöver unter Berücksichtigung möglichst kleiner Einflüsse durch das Fahrerverhalten und der Abdeckung dynamischer Zustände erfolgt. Zusammenfassend werden Fahrmanöver aus den Bereichen des Kurvenverhaltens und des Übergangsverhaltens für die Validierung verwendet.

4.1 Doppelter Spurwechsel

Zunächst wird das Fahrmanöver doppelter Spurwechsel nach ISO 3888-2:2011 als Bewertungskriterium herangezogen. Der doppelte Spurwechsel wird mit einer Fahrzeuggeschwindigkeit von $v = 80$ km/h durchgeführt. Das Wankverhalten wird anhand der Wankwinkelverläufe untersucht. Der Verlauf des Wankwinkels des Testfahrzeuges mit einem passiven Fahrwerk, sowie die Verläufe der Testfahrzeuge mit den beiden unterschiedlichen Regelungsalgorithmen werden in **Bild 6** illustriert.

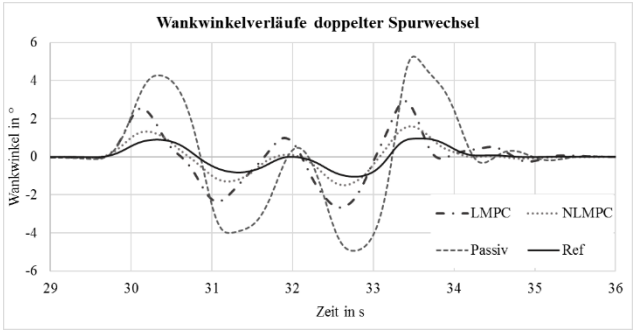


Bild 6 Wankwinkelverläufe bei einem doppelten Spurwechsel

Das Wankverhalten des Testfahrzeuges mit passivem Fahrwerk wird durch eine gestrichelte Linie dargestellt. Das Fahrzeug mit der aktiven Wankstabilisierung, welche auf dem hybriden linearen Regelungsansatz beruht, wird durch eine Strich-Punkt-Linie abgebildet. Der Ansatz der nichtlinearen modellbasierten prädiktiven Regelung führt zu dem Wankverhalten, welches durch die gepunktete Linie visua-

lisiert wird. Ferner wird in **Bild 6** zusätzlich der Referenzwankwinkel durch eine durchgezogene Linie dargestellt. Grundsätzlich ist zu erkennen, dass sowohl der hybride lineare als auch der nichtlineare modellbasierte Regelungsansatz das Wankverhalten des Testfahrzeuges verringern. Um eine gezieltere Auswertung der Regelgüte vornehmen zu können, wird die absolute Regelfläche für die beiden Regelungsalgorithmen bestimmt. Diese ergibt sich für eine diskrete Betrachtung zu

$$R = \sum_{t=0}^{t_{end}} \left| \varphi_{ref}(t) - \varphi(t) \right|. \tag{29}$$

Insgesamt besitzt die aktive Wankstabilisierung die auf dem hybriden linearen Regelungsansatz basiert eine absolute Regelfläche von $R_{LMPC} = 193{,}4°$. Der Regelungsalgorithmus der auf der nichtlinearen modellbasierten Prädiktion beruht weist eine absolute Regelfläche von $R_{NLMPC} = 120{,}8°$ auf. Grundsätzlich sind die beiden Regelflächen nur für die relative Bewertung der Regelgüte zu verwenden. Dabei ist eine kleinere Regelfläche ein Ausdruck für eine höhere Regelgüte. In dem vorliegenden Fall des doppelten Spurwechsels besitzt somit der nichtlineare modellbasierte prädiktive Regelungsansatz eine höhere Regelgüte und stellt die vielversprechendere Regelung dar. Zur Bewertung des Rechenaufwands wird die Laufzeit der Simulation bestimmt. Dieser beruht auf der Ausführzeit von IPG CarMaker und ist von der verwendeten Hardware abhängig. Die Laufzeit dient somit ebenfalls nur dem relativen Vergleich der Regelungsalgorithmen. Für das Fahrmanöver des doppelten Spurwechsels weist der nichtlineare modellbasierte Regelungsansatz eine etwa um den Faktor fünf höhere Laufzeit als der Ansatz der *LMPC* auf.

4.2 Lastwechselreaktion in einer Kurve

Das zweite Validierungsfahrmanöver ist die Lastwechselreaktion in einer Kurve. Unter der Lastwechselreaktion wird die Verzögerung des Fahrzeugs in der Kurve bezeichnet, welche sich aus Gaswegnahme ergibt. Die stationäre Geschwindigkeit, die in diesem Fahrmanöver bis zum Lastwechsel vorliegt, beträgt $v = 90$ km/h. Der Kurvenradius beträgt zudem $\rho = 100$ m. Nachfolgend wird erneut der Wankwinkelverlauf während des Fahrmanövers in **Bild 7** dargestellt. Die unterschiedlichen Wankstabilisierung werden analog zum Fahrmanöver des doppelten Spurwechsels illustriert.

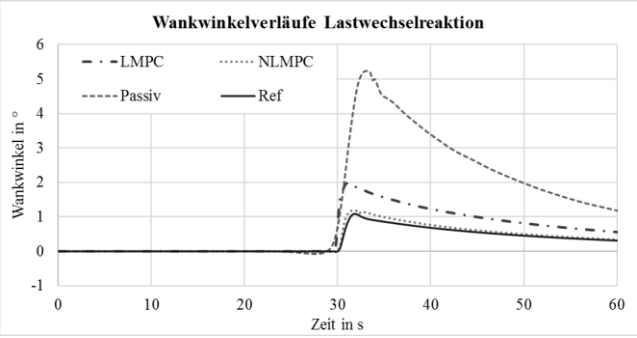


Bild 7 Wankwinkelverläufe bei einer Lastwechselreaktion in einer Kurve

Wie in **Bild 7** deutlich zu erkennen ist, führen die beiden Varianten der aktiven Wankstabilisierung zu einer erheblichen Verringerung des Wankverhaltens. Erneut wird die Regelgüte der beiden Algorithmen mit Hilfe der absoluten Regelflächen verglichen und bewertet. Während der hybride lineare Regelungsansatz eine absolute Regelfläche von $R_{LMPC} = 1021{,}9°$ aufweist, besitzt die Wankstabilisierung, die auf der nichtlinearen modellbasierten prädiktiven Regelung beruht, eine absolute Regelfläche von $R_{NLMPC} = 126{,}2°$. Der Ansatz der *NLMPC* besitzt bei der vorliegenden Lastwechselreaktion eine höhere Regelgüte als der hybride lineare Regelungsansatz. Durch die gezielte gemeinsame Regelung der Stoßdämpferkräfte und der Stabilisatormomente ergibt sich in Bezug auf das Wankverhalten eine verbesserte Prädiktionsmöglichkeit, die sich ebenfalls positiv auf die anschließende Optimierung auswirkt. Analog zum Fahrmanöver des doppelten Spurwechsels ist die Laufzeit des Algorithmus der *NLMPC* etwa um den Faktor fünf höher als die Laufzeit der *LMPC*.

5 Zusammenfassung

Innerhalb des Beitrages wurden zwei Möglichkeiten einer aktiven Wankstabilisierung von PKW beschrieben. Die Umsetzung erfolgte durch eine Co-Simulation von MATLAB/SIMULINK und IPG CarMaker. Das Fahrzeugverhalten sowie der Fahrer wurden dabei durch die Simulationssoftware IPG CarMaker abgebildet. Die Aktuatormodelle der (semi-)aktiven Dämpfer und der aktiven Stabilisatoren sowie die Regelungsaufgabe wurden erfolgreich in MATLAB/SIMULINK implementiert. Die Grundlage der verwendeten Algorithmen bildet die modellbasierte prädiktive Regelung. Diese bestimmt mit Hilfe eines mathematischen Modells der Regelstrecke eine Prädiktion des Systemverhalten, welches bezüglich der Eingangsgrößen optimiert und somit an die Solltrajektorie des Wankwinkels angepasst wird. In einem ersten Schritt wurde ein linearer hybrider Regelungsansatz umgesetzt, der eine kaskadenförmige Regelung darstellt. Bei diesem Ansatz werden zunächst die Stoßdämpferkräfte über eine Skyhook-Dämpfung bestimmt. Anschließend wird auf dieser Grundlage eine lineare modellbasierte prädiktive Regelung zur Ermittlung der Stabilisatormomente durchgeführt. In einem zweiten Schritt wurde eine nichtlineare modellbasierte prädiktive Regelung entwickelt, die sowohl die Kräfte des Stoßdämpfers als auch die Stabilisatormomente gemeinsam vorgibt. Die Prädiktion des Systemverhaltens erfolgt mit Hilfe des semi-implizite Eulerverfahrens. Die Stellgrößen werden durch Polynome über den Prädiktionshorizont approximiert. Anschließend wird die Optimierung der Polynomparameter durch ein Interior-Point-Verfahren durchgeführt. Für die Validierung der Regelungsansätze wurden Closed-Loop Simulationen mit IPG-CarMaker verwendet, die auf standardisierten Fahrmanövern beruhen. Beide Regelungsalgorithmen haben die Wankstabilisierung erfolgreich durchgeführt. Der nichtlineare Regelungsansatz zeigt dabei im Vergleich zur hybriden linearen Regelung eine Erhöhung der Regelgüte und der Geschwindigkeit der Ausregelung auf. In Bezug auf

den Rechenaufwand der beiden Regelungsalgorithmen wurden die Laufzeiten bestimmt, die auf den Ausführzeiten in IPG CarMaker basieren. Der Ansatz der hybriden linearen Regelung weist für beide Fahrmanöver eine schnellere Laufzeit und somit einen geringeren Rechenaufwand auf als die nichtlineare modellbasierte prädiktive Regelung.
In einem nächsten Schritt soll zunächst die Umsetzung der nichtlinearen modellbasierten prädiktiven Regelung in einer Echtzeitumgebung erfolgen. Anschließend wird aufgrund der hohen Regelgüte angestrebt die aktive Wankstabilisierung auf weitere fahrdynamische Größen zu erweitern. Hierzu bieten sich sowohl das Nickverhalten als auch das Eigenlenkverhalten eines PKWs an. Der vorliegende Fahrzeugaufbau mit (semi-)aktiven Stoßdämpfern und aktiven Stabilisatoren bildet hierfür eine geeignete Grundlage. Über die Aufteilung der Stabilisatormomente auf die Vorder- und Hinterachse wird das Eigenlenkverhalten beeinflusst. Über die Einstellung der Dämpferkräfte kann zudem die Nickbewegung des Fahrzeuges verringert werden. In Zukunft wird die Umsetzung einer nichtlinearen modellbasierten prädiktiven Regelung untersucht, die mehrere fahrdynamische Größen wie das Wanken, das Nicken und das Gieren positiv beeinflusst und somit zur Erhöhung der Sicherheit und des Fahrkomforts beiträgt.

6 Literatur

[1] L. Grüne und J. Pannek, Nonlinear Model Predictive Control, Springer, 2011.

[2] D. Schramm, B. Hesse , N. Maas und M. Unterreiner, Fahrzeugtechnik - Technische Grundlagen aktueller und zukünftiger Kraftfahrzeuge, De Gruyter Oldenbourg, 2017.

[3] D. Schramm, M. Hiller und R. Bardini, Modellbildung und Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen, 2. Auflage Hrsg., Springer, 2013.

[4] B. Heißing und M. Ersoy, Chassis Handbook - Fundamentals, Driving Dynamics, Components, Mechatronics, Perspectives, Vieweg + Teubner, 2011.

[5] J. Adamy, Nichtlineare Systeme und Regelungen, 2. Auflage Hrsg., Springer, 2014.

[6] Y. Liu, T. Waters und M. Brennan, „A Comparison of Semi-Active Damping Control Strategies for Vibration Isolation of Harmonic Disturbances," *Journal of Sound and Vibration,* pp. 21-39, 2003.

[7] Z. Kowalczuk, „On Discretization of Continuous-Time State-Space Models: A Stable-Normal Approach," in *IEEE Transactions on Circuits and Systems*, 1991.

[8] A. Cromer, „Stable Solutions Using the Euler Approximation," *American Association of Physics,* pp. 455-459, 1981.

[9] Y. Wang und S. Boyd, „Fast Model Predictive Control Using Online Optimization," *Proceedings of the 17th World Congress - The International Federation of Automatic Control,* pp. 6974-6979, 2008.

[10] R. Rönitz, H.-H. Braess und A. Zomotor, „Verfahren und Kriterien zur Bewertung des Fahrverhaltens von Personenkraftwagen - Stand und Problematik," *Automobil-Industrie,* pp. 29-39; 39-48, 1977.

Mathematische Betrachtung und Simulation von Multicoptern
Mathematical consideration and simulation of multicopters

Lukas Herrmann M.Eng., lukas.herrmann@hs-heilbronn.de, Hochschule Heilbronn, 74081 Heilbronn, Deutschland
Dr.-Ing. Tobias Bruckmann, tobias.bruckmann@uni-due.de, Universität Duisburg-Essen, Lehrstuhl für Mechatronik, 47057 Duisburg, Deutschland
Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Dieter Schramm, dieter.schramm@uni-due.de, Universität Duisburg-Essen, Lehrstuhl für Mechatronik, 47057 Duisburg, Deutschland
Prof. Dr.-Ing. Markus Bröcker, markus.broecker@hs-heilbronn.de, Hochschule Heilbronn, 74081 Heilbronn, Deutschland

Kurzfassung

In diesem Beitrag werden die Grundlagen einer Multicopterbibliothek in MATLAB/SIMULINK vorgestellt. Mit Hilfe dieser Bibliothek wird es dem Anwender ermöglicht, unterschiedliche Multicoptertopologien zu simulieren, ohne sich dazu mit der dahinterstehenden Modellbildung befassen zu müssen. Zusätzlich besteht die Möglichkeit den Bewegungsfreiheitsgrad der Multicopter zu Testzwecken einzuschränken. Hierfür werden die zugrundeliegenden Newton-Euler-Gleichungen in Minimalkoordinaten dargestellt und die Grundlagen der Implementierung aufgezeigt. Diese benötigt lediglich zwei unterschiedliche Simulationsblöcke, welche über Eingabemasken parametriert werden. Der Aufbau der Simulationsmodelle erfolgt somit intuitiv anhand der Multicoptertopologie und zeichnet sich somit vor allem durch eine hohe Benutzerfreundlichkeit aus. Anhand eines Quadrocopters wird die Funktionsweise der Bibliothek aufgezeigt und durch den Vergleich mit einer existierenden Toolbox verifiziert.

Abstract

This article presents the fundamentals of a multicopter library in MATLAB/SIMULINK. Using this library it is possible to simulate different multicopter topologies without having to deal with the mathematical modeling. Additionally, it is possible to restrict the degrees of freedom of the multicopter for test purposes. For that, the underlying Newton-Euler equations are declared, in minimal coordinates, and the basics of the implementation are presented. The result is a library with two different simulation blocks, which can be parameterized in their masks. The setup of the simulation models is based on the topology of the multicopters and thus the library is intuitive to use. Using a quadrocopter, the functionality of the library is shown and verified by comparing it with an existing toolbox.

1 Einleitung

Der Einsatz unbemannter Drohnen nimmt im zivilen und militärischen Bereich stetig zu. Hierbei werden für die unterschiedlichsten Anforderungen verschiedene Multicopter eingesetzt. Neben den klassischen Multicoptern mit starren Antrieben, wie Quadro-, Hexa- oder Octocoptern, stehen auch Topologien mit schwenkbaren Antrieben zur Auswahl. Diese unterscheiden sich deutlich hinsichtlich ihrer Eigenschaften. Abbildung 1 zeigt jeweils ein mögliches System.

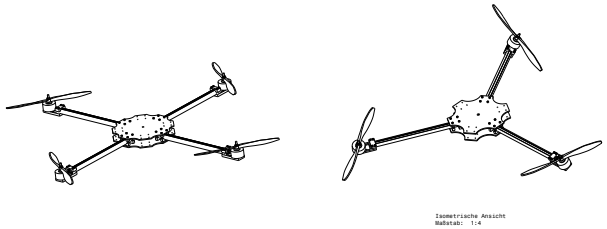


Bild 1 Darstellung unterschiedlicher Multicoptermodelle: Quadrocopter mit starren Antrieben (links) und Tricopter mit schwenkbaren Antrieben (rechts)

Während der Entwicklungsphase ist der Einsatz mathematischer Modelle für die jeweilige Drohne zielführend. Diese sind bereits für viele Topologien in zahlreichen Arbeiten hergeleitet worden. Für Systeme mit starren Antrieben ist der Quadrocopter die am häufigsten betrachtete Variante. Modelle auf Basis der Newton-Euler-Gleichungen finden sich zum Beispiel in [3, 7]. Um deren geringe Nutzlast zu erhöhen kann die Anzahl der Antriebe erhöht werden. Beispiele sind der Hexa- oder Octocopter, welche in [1, 8] betrachtet werden. Da jeder Rotor dem Copter lediglich eine Schubkraft und ein Drehmoment in axialer Richtung aufprägt und die Anordnung der Antriebe in einer Ebene erfolgt, besitzen all diese Konfigurationen lediglich vier unabhängige Freiheitsgrade, sodass ihre Bewegungsmöglichkeiten eingeschränkt sind.

Für Systeme mit zusätzlichen Antrieben besteht die Möglichkeit, durch die gezielte Anordnung der Motoren in mehreren, nicht parallelen Ebenen die Anzahl der Freiheitsgrade zu erhöhen. In [12] werden zum Beispiel vier Rotoren in der horizontalen und vier in der vertikalen Ebene angeordnet. In [4] werden die Motoren in den Ecken eines Würfels angeordnet, wobei die Motorachsen jeweils orthogonal auf den Raumdiagonalen stehen. Hierdurch wird der Multicopter omnidirektional steuerbar. Bedingt durch die nicht mehr gleichgerichtete Schubkraft aller Motoren kommt es jedoch zu einem Anstieg des Energiebedarfs.

Ein weiteres Mittel die Anzahl der Freiheitsgrade zu erhöhen bietet der Einsatz von schwenkbaren Antrieben, wie z. B. bei dem Tricopter in [6]. In [11] wird ein Quadrocopter mit schwenkbaren Auslegern ausgeführt, wodurch sich ein überaktuiertes System ergibt. Der Energieaufwand steigt auch bei diesen Systemen.
Soll für eine bestimmte Aufgabe eine geeignete Drohnenkonfiguration ausgewählt werden, gilt es, eine Vielzahl unterschiedlicher Multicoptertopologien zu untersuchen und ihre Vor- und Nachteile gegeneinander abzuwägen. Simulationsstudien könnten bereits im Vorfeld bei der Entscheidungsfindung helfen. Hierfür muss jedoch von jeder gewünschten Multicopterkonfiguration ein vergleichbares Simulationsmodell vorliegen. Die Herleitung und Implementierung der notwendigen Gleichungssysteme ist jedoch zeitaufwendig, komplex und fehleranfällig. Um diesen Schritt zu beschleunigen wird in diesem Beitrag ein Ansatz vorgestellt, der es dem Anwender ermöglicht, unterschiedliche Multicopterkonfigurationen in MATLAB/SIMULINK zu simulieren und zu analysieren. Dabei besteht die Option, die Freiheitsgrade der Drohne einzuschränken. Der einfache und schnelle Aufbau der Simulationsmodelle in Minimalkoordinaten erfordert keine Fachkenntnisse.
Im folgenden Abschnitt 2 werden zunächst die mathematischen Grundlagen der Multicopterbibliothek dargelegt. Anschließend wird in Abschnitt 3 dann auf die Implementierung dieser Modelle eingegangen, sodass unterschiedliche Multicoptertopologien simuliert werden können. Erste Simulationsvergleiche in Abschnitt 4 zeigen die Funktion der Bibliothek auf. Abschließend geben die Abschnitte 5 und 6 eine kurze Zusammenfassung und einen Ausblick auf die zukünftige Vorgehensweise.

2 Entwicklung der Multicopterbibliothek

In diesem Abschnitt wird die Entwicklung der Multicopterbibliothek von ihrer zugrunde liegenden Idee bis hin zu den fertigen Gleichungen beschrieben. Die Vorgehensweise orientiert sich dabei an [13].

2.1 Grundsätzliche Überlegungen

Der Aufbau vieler aktuell eingesetzter Multicoptermodelle besteht aus einer in der Mitte befindlichen Trägerplatte und einer unterschiedlichen Anzahl daran befestigter Ausleger. Durch die gezielte Regelung der am Ende eines jeden Auslegers befindlichen Rotoren und der damit verbundenen Schubkraft kann dieser gesteuert werden. Einige Modelle verfügen darüber hinaus über die Möglichkeit den gesamten Rotor zu schwenken und damit die Orientierung der Schubkraft relativ zur Trägerplatte aktiv zu verändern. Eine schematische Darstellung dieser drehbaren Ausleger zeigt Abbildung 2. Prinzipiell kann diese Schwenkeinrichtung bis zu drei Freiheitsgrade (DOF) besitzen. In der Praxis kommen jedoch lediglich eindimensionale Drehgelenke um die x- und y-Achse vor.

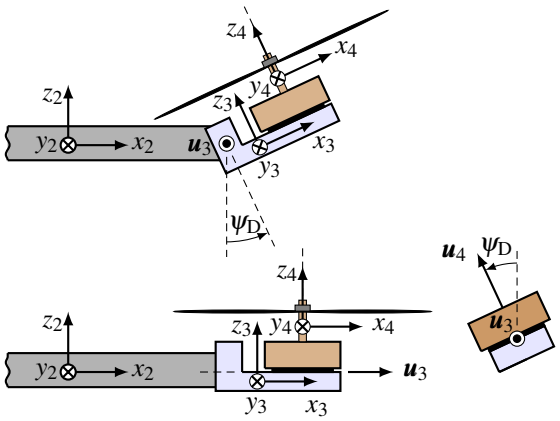


Bild 2 Geometrischer Aufbau eines Auslegers bestehend aus jeweils drei Teilkörpern für den Ausleger $n = 1$

Während die Trägerplatte für die mathematische Beschreibung als ein starrer Körper angesehen werden kann, wird ein Ausleger vorteilhaft in drei, durch zwei Gelenke miteinander verbundene, starre Teilkörper unterteilt. Mit dieser Vorgehensweise lassen sich auf einfache Weise sowohl die starren als auch die drehbaren Ausleger darstellen. Jeder Multicopter, aufgebaut aus einer Trägerplatte und n Auslegern, besteht somit in Summe aus $n_K = 3n+1$ Teilkörpern. Damit besitzen viele Multicoptermodelle die Topologie offener Mehrkörpersysteme in Baumstruktur gemäß Abbildung 3.

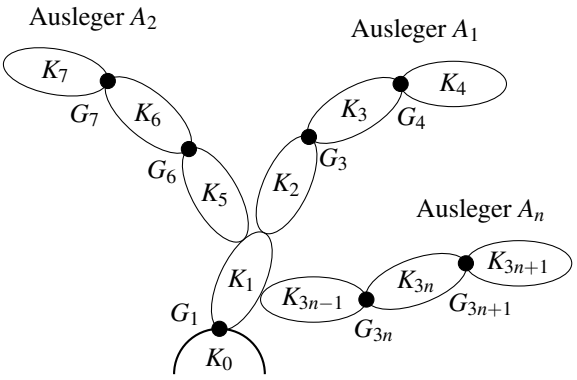


Bild 3 Topologischer Aufbau eines Multicopters

Hierbei repräsentiert der Körper K_1 die Trägerplatte, welche jeden Ausleger sowohl in seiner Position als auch in seiner Orientierung fest fixiert. Für den n-ten Ausleger beschreibt der Körper K_{3n-1} seinen ersten Teilkörper. Dieser fungiert als reines Verbindungselement und ist in der Regel als Rund- oder Vierkantrohr ausgeführt und mit der Trägerplatte fest verbunden. An dessen Ende sitzt das Drehgelenk G_{3n}, welches im Falle schwenkbarer Antriebe die Motorhalterung K_{3n} gegenüber dem Verbindungselement K_{3n-1} drehbar lagert. Dieses Gelenk ist durch die Drehachse $\boldsymbol{u}_{3n}$ und den Drehwinkel ψ_{D_n} vollständig beschrieben. Im Falle eines starren Antriebs entfällt das Gelenk G_{3n}. Das Drehgelenk G_{3n+1} mit der Drehachse $\boldsymbol{u}_{3n+1}$ und dem Drehwinkel ψ_{M_n} stellt die Lagerung des Rotors K_{3n+1} der antreibenden Maschine gegenüber dem Stator dar. Der Stator ist mit der Motorhalterung fest verschraubt und muss demnach dem Körper K_{3n} zugerechnet werden.

Im Entwicklungsprozess eines Multicopters ist es häufig notwendig, einzelne Freiheitsgrade der Kopterbewegung zu fixieren. Um diese Fälle abzudecken, kann die Drohne über das Gelenk G_1 gegenüber dem Inertialsystem K_0 gelagert werden. Beispielhaft sind in Abbildung 4 zwei gängige Lagerungen dargestellt. Im Falle eines freifliegenden Multicopters wird dieses Gelenk als ein Gelenk mit sechs unabhängigen Freiheitsgraden betrachtet.

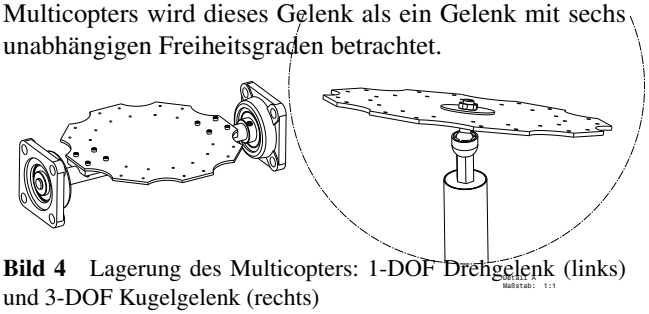


Bild 4 Lagerung des Multicopters: 1-DOF Drehgelenk (links) und 3-DOF Kugelgelenk (rechts)

Auf Grundlage der vorliegenden Topologie in Abbildung 3 lassen sich folgende Schlüsse für die Modellbildung des Multicopters ziehen:

1. Der Multicopter ist mit Kenntnis der Gelenkkoordinaten vollständig beschrieben. Diese sind zugleich die Minimalkoordinaten.
2. Die Beschreibung der Gelenke G_{3n} und G_{3n+1} ist aufgrund der Baumstruktur für jeden Ausleger nicht direkt von den anderen Auslegern abhängig.
3. Die Gleichungsanteile für die Gelenke G_{3n} und G_{3n+1} besitzen für jeden Ausleger die gleiche Struktur.
4. Die Beschreibung des Gelenks G_1 der Trägerplatte ergibt sich aus dem Gleichungsanteil der Trägerplatte und einer Summe aus n Gleichungsanteilen derselben Struktur für die n Ausleger.

Verfolgt man diese Gedankengänge weiter kommt man zu dem Schluss, dass jeder Multicopter durch lediglich zwei unterschiedliche Bibliotheksblöcke beschrieben werden kann. Hierbei wird ein Block für die Gleichungen der Trägerplatte und einer für die der Ausleger benötigt.

2.2 Mathematische Grundlagen

Die Topologie eines Mehrkörpersystems wird durch die Wegematrix $\boldsymbol{T}$ festgehalten, indem gilt

$$\boldsymbol{T}_{ij} = \begin{cases} 1, & \text{falls} \quad i = j \\ -1, & \text{falls} \quad j \text{ zwischen 0 und } i \text{ liegt} \\ 0, & \text{sonst.} \end{cases} \tag{1}$$

Grundsätzlich kann jedes offene Mehrkörpersystem mit Hilfe der Newton-Euler-Gleichungen in Matrizenschreibweise

$$\hat{\boldsymbol{M}}\hat{\boldsymbol{a}} = \hat{\boldsymbol{f}}^{\mathrm{c}} + \hat{\boldsymbol{f}}^{\mathrm{e}} + \hat{\boldsymbol{f}}^{\mathrm{z}} \tag{2}$$

beschrieben werden. Darin ist $\hat{\boldsymbol{M}}$ die Massenmatrix, $\hat{\boldsymbol{a}}$ der Vektor der Beschleunigungen, $\hat{\boldsymbol{f}}^{\mathrm{c}}$ der Kraftwinder der Kreisel- und Corioliskräfte, $\hat{\boldsymbol{f}}^{\mathrm{e}}$ der Kraftwinder der eingeprägten Kräfte und $\hat{\boldsymbol{f}}^{\mathrm{z}}$ der Kraftwinder der wirkenden Zwangskräfte bezüglich des gewählten Koordinatenursprungs. Der ungebundene starre Körper verfügt über drei translatorische sowie drei rotatorische und somit in Summe über $f_{\mathrm{K}} = 6$ Freiheitsgrade. Wird ein Mehrkörpersystem (MKS) bestehend aus n_{K} starren Körpern, durch b holonome Bindungen eingeschränkt, reduziert sich die Anzahl der Freiheitsgrade auf $f = 6n_{\mathrm{K}} - b$. Die Lage des Mehrkörpersystems wird zu jedem Zeitpunkt durch die Kenntnis von f unabhängigen Koordinaten, den sogenannten Minimalkoordinaten

$$\boldsymbol{q} = \begin{bmatrix} \boldsymbol{q}_1^{\mathrm{T}} & \boldsymbol{q}_2^{\mathrm{T}} & \cdots & \boldsymbol{q}_{n_{\mathrm{K}}}^{\mathrm{T}} \end{bmatrix}^{\mathrm{T}}, \quad \text{mit } \boldsymbol{q}_{n_{\mathrm{K}}} = \begin{bmatrix} \boldsymbol{q}_{\mathrm{R}n_{\mathrm{K}}} \\ \boldsymbol{q}_{\mathrm{T}n_{\mathrm{K}}} \end{bmatrix} \tag{3}$$

definiert und ist damit durch die Angabe des Lagewinders $\hat{\boldsymbol{r}}(\boldsymbol{q},t)$ eindeutig bestimmt. Gemäß Gleichung (3) können die Minimalkoordinaten, dabei nochmal in die Minimalkoordinaten der rotatorischen Freiheitsgrade $\boldsymbol{q}_{\mathrm{R}n_{\mathrm{K}}}$ und in die der translatorischen Freiheitsgrade $\boldsymbol{q}_{\mathrm{T}n_{\mathrm{K}}}$ unterschieden werden. Offene gebundene Mehrkörpersysteme werden günstig in den Gelenkkoordinaten aufgestellt, welche zugleich die Minimalkoordinaten sind. Die Gelenkgeschwindigkeiten $\boldsymbol{s}$ sind dabei im Allgemeinen über die kinematische Differentialgleichung

$$\dot{\boldsymbol{q}} = \hat{\boldsymbol{H}}(\boldsymbol{q})\boldsymbol{s} \tag{4}$$

mit den Minimalkoordinaten verknüpft. Unter Berücksichtigung der Vektoren in Abbildung 5

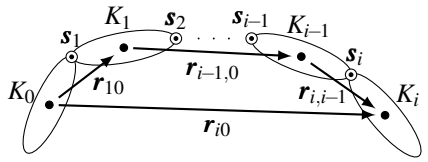


Bild 5 Defintion der Vektoren in einem offenen Mehrkörpersystem

ergibt sich für Systeme mit holonomen Bindungen die Geschwindigkeit des aktuellen Körpers K_i in Abhängigkeit des Vorgängerkörpers über

$$\begin{pmatrix} \omega_i \\ \boldsymbol{v}_i \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \boldsymbol{E} & \boldsymbol{0} \\ -\tilde{\boldsymbol{r}}_{i,i-1} & \boldsymbol{E} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \omega_{i-1} \\ \boldsymbol{v}_{i-1} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \boldsymbol{G}_{Ri} \\ \boldsymbol{G}_{Ti} \end{pmatrix} \boldsymbol{s}_i, \tag{5}$$

$$\hat{\boldsymbol{v}}_i = \boldsymbol{B}_{i,i-1}\hat{\boldsymbol{v}}_{i-1} + \boldsymbol{G}_i\boldsymbol{s}_i. \tag{6}$$

Darin berücksichtigt der Term $\boldsymbol{B}_{i,i-1}\hat{\boldsymbol{v}}_{i-1}$ mit der Versatzmatrix $\boldsymbol{B}_{i,i-1}$ die Bewegung des Körpers K_i aufgrund des Körpers K_{i-1} bei gedachtem starren Gelenk. Hinzu kommt die vom Gelenk zugelassene Relativbewegung $\boldsymbol{G}_i\boldsymbol{s}_i$, welche von der Art des Gelenks und dessen Gelenkmatrix $\boldsymbol{G}_i$ abhängig ist. Wertet man diesen Ansatz ausgehend von der Baumwurzel K_0 für alle n_{K}-Körper bis hin zu jedem Blattkörper rekursiv aus, ergeben sich die Geschwindigkeiten aller Teilkörper zu

$$\hat{\boldsymbol{v}} = \boldsymbol{B}^{-1}\boldsymbol{G}\boldsymbol{s} = \boldsymbol{J}\boldsymbol{s}\,. \tag{7}$$

Die Struktur der inversen Versatzmatrix ergibt sich dabei aus der Wegematrix, indem die mit 1 belegten Elemente durch die Einheitsmatrix $\boldsymbol{E}$ und die mit -1 belegten Elemente durch die Versatzmatrix $\boldsymbol{B}_{ji}$ ersetzt werden. Hierbei gilt

$$\boldsymbol{B}_{ki} = \boldsymbol{B}_{kj} \cdot \boldsymbol{B}_{ji}\,. \tag{8}$$

Die Gelenkmatrix $\boldsymbol{G}$ bestimmt sich über $\boldsymbol{G} = \mathrm{diag}(\boldsymbol{G}_i)$. Die jeweiligen Beschleunigungen ergeben sich aus Gleichung (7) durch die totale zeitliche Ableitung zu

$$\hat{\boldsymbol{a}} = \boldsymbol{J}\dot{\boldsymbol{s}} + \dot{\boldsymbol{J}}\boldsymbol{s}\,. \tag{9}$$

Die Lösung von Gleichung (2) ergibt sich durch Elimination der Zwangskräfte nach dem Prinzip von D'Alembert-Lagrange $\boldsymbol{J}^{\mathrm{T}}\hat{\boldsymbol{f}}^{\mathrm{z}} = \boldsymbol{0}$ unter Verwendung der Zusammenfassung $\hat{\boldsymbol{f}}^{\mathrm{ec}} = \hat{\boldsymbol{f}}^{\mathrm{e}} + \hat{\boldsymbol{f}}^{\mathrm{c}}$ zu

$$\boldsymbol{J}^{\mathrm{T}}\hat{\boldsymbol{M}}\left(\boldsymbol{J}\dot{\boldsymbol{s}} + \dot{\boldsymbol{J}}\boldsymbol{s}\right) = \boldsymbol{J}^{\mathrm{T}}\hat{\boldsymbol{f}}^{\mathrm{ec}}\,. \tag{10}$$

Der Aufbau der Jacobimatrizen $\boldsymbol{J}^{\mathrm{T}} = \begin{bmatrix}\boldsymbol{J}_1^{\mathrm{T}} & \boldsymbol{J}_2^{\mathrm{T}} & \dots & \boldsymbol{J}_i^{\mathrm{T}}\end{bmatrix}$ folgt ebenfalls aus der Wegematrix.

2.3 Multicoptergleichungen

Die Anwendung von Ansatz (10) auf die allgemeine Multicoptertopologie aus Abbildung 3 führt zusammen mit der kinematischen Differentialgleichung auf das jeweilige Zustandsmodell der Gelenke. Einzige Einschränkung ist dabei, dass das Gelenk G_{3n} ein Drehgelenk mit der Drehachse in die x_{3n}- oder y_{3n}-Richtung ist. Für das Gelenk G_1 ergibt sich

$$\dot{\boldsymbol{q}}_1 = \hat{\boldsymbol{H}}_1(\boldsymbol{q}_1)\boldsymbol{s}_1, \tag{11}$$

$$\dot{\boldsymbol{s}}_1 = \hat{\boldsymbol{M}}_{\mathrm{g}}^{-1}\hat{\boldsymbol{F}}_{\mathrm{g}}. \tag{12}$$

Hierbei setzt sich sowohl die Gesamtmassenmatrix $\hat{\boldsymbol{M}}_{\mathrm{g}}$ als auch die Summe der wirkenden Kräfte $\hat{\boldsymbol{F}}_{\mathrm{g}}$ gemäß

$$\hat{\boldsymbol{M}}_{\mathrm{g}} = \hat{\boldsymbol{M}}_{\mathrm{T}} + \hat{\boldsymbol{M}}_{\mathrm{A}1} + \hat{\boldsymbol{M}}_{\mathrm{A}2} + \ldots + \hat{\boldsymbol{M}}_{\mathrm{A}n}, \tag{13}$$

$$\hat{\boldsymbol{F}}_{\mathrm{g}} = \hat{\boldsymbol{F}}_{\mathrm{T}} + \hat{\boldsymbol{F}}_{\mathrm{A}1} + \hat{\boldsymbol{F}}_{\mathrm{A}2} + \ldots + \hat{\boldsymbol{F}}_{\mathrm{A}n} \tag{14}$$

aus dem Anteil der Trägerplatte (Index T) und den n Anteilen der n Ausleger (Index An) zusammen. Die Gleichungsanteile für die n Ausleger unterscheiden sich sowohl für die Massenmatrizen $\hat{\boldsymbol{M}}_{\mathrm{A}n}$ als auch für die Kraftmatrizen $\hat{\boldsymbol{F}}_{\mathrm{A}n}$ hinsichtlich ihrer Struktur nicht. Sie besitzen lediglich in Abhängigkeit ihrer Position und Orientierung eine abweichende Parametrierung. Daher kann die Indizierung zugunsten der Übersichtlichkeit, unter Angabe der Parametrierung der Ausleger, vereinfacht werden und es gilt im Folgenden, dass

1. Index 2 für den ersten Körper eines jeden Auslegers steht und damit die Indizes $3n-1$ aller n Ausleger ersetzt,

2. Index 3 für den zweiten Körper eines jeden Auslegers steht und damit die Indizes $3n$ aller n Ausleger ersetzt,

3. Index 4 für den dritten Körper eines jeden Auslegers steht und damit die Indizes $3n+1$ aller n Ausleger ersetzt.

Für die Anteile der Trägerplatte bezüglich den Gleichungen (13) und (14) folgt

$$\hat{\boldsymbol{M}}_{\mathrm{T}} = \boldsymbol{J}_{11}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{M}_1\boldsymbol{J}_{11}, \quad \hat{\boldsymbol{F}}_{\mathrm{T}} = \boldsymbol{J}_1^{\mathrm{T}}\hat{\boldsymbol{f}}_1^{\mathrm{ec}} - \boldsymbol{J}_{11}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{M}_1\dot{\boldsymbol{J}}_{11}\boldsymbol{s}_1. \tag{15}$$

Für die Massenanteile der n Ausleger in Gleichung (13) folgt

$$\hat{\boldsymbol{M}}_{\mathrm{A}n} = \boldsymbol{M}_{\mathrm{A}1} + \boldsymbol{M}_{\mathrm{A}2} + \boldsymbol{M}_{\mathrm{A}3} \tag{16}$$

mit

$$\boldsymbol{M}_{\mathrm{A}1} = \sum_{j=2}^{4}\boldsymbol{J}_{j1}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{M}_j\boldsymbol{J}_{j1}, \tag{17}$$

$$\boldsymbol{M}_{\mathrm{A}2} = -\boldsymbol{J}_{41}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{M}_4\boldsymbol{J}_{44}\boldsymbol{k}_4^{-1}\boldsymbol{J}_{44}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{M}_4\boldsymbol{J}_{41}, \tag{18}$$

$$\boldsymbol{M}_{\mathrm{A}3} = -\sum_{j=3}^{4}\boldsymbol{J}_{j1}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{M}_j\boldsymbol{J}_{j3}\boldsymbol{k}_3^{-1}\left(\boldsymbol{J}_{33}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{M}_3\boldsymbol{J}_{31} + \boldsymbol{J}_{43}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{M}_4\boldsymbol{J}_{41}\right). \tag{19}$$

Weiter ergeben sich die Kraftanteile der Ausleger in Gleichung (14) über

$$\hat{\boldsymbol{F}}_{\mathrm{A}1} = \boldsymbol{F}_{\mathrm{A}1} + \boldsymbol{F}_{\mathrm{A}2}\boldsymbol{s}_1 + \boldsymbol{F}_{\mathrm{A}3}\boldsymbol{s}_3 + \boldsymbol{F}_{\mathrm{A}4}\boldsymbol{s}_4, \tag{20}$$

mit den einzelnen Anteilen

$$\begin{aligned}\boldsymbol{F}_{\mathrm{A}1} = {} & \sum_{j=2}^{4}\boldsymbol{J}_{j1}^{\mathrm{T}}\hat{\boldsymbol{f}}_j^{\mathrm{ec}} - \sum_{j=3}^{4}\boldsymbol{J}_{j1}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{M}_j\boldsymbol{J}_{j3}\boldsymbol{k}_3^{-1}\left[\boldsymbol{J}_{33}^{\mathrm{T}}\hat{\boldsymbol{f}}_3^{\mathrm{ec}} + \boldsymbol{J}_{43}^{\mathrm{T}}\hat{\boldsymbol{f}}_4^{\mathrm{ec}}\right] \\ & - \boldsymbol{J}_{41}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{M}_4\boldsymbol{J}_{44}\boldsymbol{k}_4^{-1}\boldsymbol{J}_{44}^{\mathrm{T}}\hat{\boldsymbol{f}}_4^{\mathrm{ec}},\end{aligned} \tag{21}$$

$$\begin{aligned}\boldsymbol{F}_{\mathrm{A}2} = {} & -\sum_{j=2}^{4}\boldsymbol{J}_{j1}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{M}_j\dot{\boldsymbol{J}}_{j1} + \sum_{j=3}^{4}\boldsymbol{J}_{j1}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{M}_j\boldsymbol{J}_{j3}\boldsymbol{k}_3^{-1}\left[\boldsymbol{J}_{33}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{M}_3\dot{\boldsymbol{J}}_{31}\right. \\ & \left. + \boldsymbol{J}_{43}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{M}_4\dot{\boldsymbol{J}}_{41}\right] + \boldsymbol{J}_{41}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{M}_4\boldsymbol{J}_{44}\boldsymbol{k}_4^{-1}\boldsymbol{J}_{44}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{M}_4\dot{\boldsymbol{J}}_{41},\end{aligned} \tag{22}$$

$$\begin{aligned}\boldsymbol{F}_{\mathrm{A}3} = {} & -\sum_{j=3}^{4}\boldsymbol{J}_{j1}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{M}_j\dot{\boldsymbol{J}}_{j3} + \sum_{j=3}^{4}\boldsymbol{J}_{j1}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{M}_j\boldsymbol{J}_{j3}\boldsymbol{k}_3^{-1}\left[\boldsymbol{J}_{33}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{M}_3\dot{\boldsymbol{J}}_{33}\right. \\ & \left. + \boldsymbol{J}_{43}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{M}_4\dot{\boldsymbol{J}}_{43}\right] + \boldsymbol{J}_{41}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{M}_4\boldsymbol{J}_{44}\boldsymbol{k}_4^{-1}\boldsymbol{J}_{44}^{\mathrm{T}}\dot{\boldsymbol{J}}_{43},\end{aligned} \tag{23}$$

$$\begin{aligned}\boldsymbol{F}_{\mathrm{A}4} = {} & -\boldsymbol{J}_{41}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{M}_4\dot{\boldsymbol{J}}_{44} + \sum_{j=3}^{4}\boldsymbol{J}_{j1}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{M}_j\boldsymbol{J}_{j3}\boldsymbol{k}_3^{-1}\boldsymbol{J}_{43}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{M}_4\dot{\boldsymbol{J}}_{44} \\ & + \boldsymbol{J}_{41}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{M}_4\boldsymbol{J}_{44}\boldsymbol{k}_4^{-1}\boldsymbol{J}_{44}^{\mathrm{T}}\dot{\boldsymbol{J}}_{44}.\end{aligned} \tag{24}$$

Die Gleichungen (11) und (12) beschreiben mit den Anteilen (13) bis (24) das Gelenk G_1 vollständig. Die Differentialgleichungen in Zustandsform lauten für das Drehgelenk G_3

$$\dot{\boldsymbol{q}}_3 = \hat{\boldsymbol{H}}_3(\boldsymbol{q}_3)\boldsymbol{s}_3, \tag{25}$$

$$\begin{aligned}\dot{\boldsymbol{s}}_3 = \boldsymbol{k}_3^{-1}\Bigg[& \sum_{j=3}^{4}\left(\boldsymbol{J}_{j3}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{f}_j^{\mathrm{ec}} - \boldsymbol{J}_{j3}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{M}_j\boldsymbol{J}_{j1}\dot{\boldsymbol{s}}_1 - \boldsymbol{J}_{j3}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{M}_j\dot{\boldsymbol{J}}_{j1}\boldsymbol{s}_1\right. \\ & \left. - \boldsymbol{J}_{j3}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{M}_j\dot{\boldsymbol{J}}_{j3}\boldsymbol{s}_3\right) - \boldsymbol{J}_{43}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{M}_4\dot{\boldsymbol{J}}_{44}\boldsymbol{s}_4\Bigg]\end{aligned} \tag{26}$$

und für das Drehgelenk G_4

$$\dot{\boldsymbol{q}}_4 = \hat{\boldsymbol{H}}_4(\boldsymbol{q}_4)\boldsymbol{s}_4, \tag{27}$$

$$\begin{aligned}\dot{\boldsymbol{s}}_4 = \boldsymbol{k}_4^{-1}\Bigg[& \boldsymbol{J}_{44}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{f}_4^{\mathrm{ec}} - \boldsymbol{J}_{44}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{M}_4\boldsymbol{J}_{41}\dot{\boldsymbol{s}}_1 + \boldsymbol{J}_{44}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{M}_4\dot{\boldsymbol{J}}_{41}\boldsymbol{s}_1 \\ & + \boldsymbol{J}_{44}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{M}_4\dot{\boldsymbol{J}}_{43}\boldsymbol{s}_3 + \boldsymbol{J}_{44}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{M}_4\dot{\boldsymbol{J}}_{44}\boldsymbol{s}_4\Bigg].\end{aligned} \tag{28}$$

Für die Matrizen $\boldsymbol{k}_3$ und $\boldsymbol{k}_4$ gilt

$$\boldsymbol{k}_3 = \boldsymbol{J}_{33}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{M}_3\boldsymbol{J}_{33} + \boldsymbol{J}_{43}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{M}_4\boldsymbol{J}_{43}, \tag{29}$$

$$\boldsymbol{k}_4 = \boldsymbol{J}_{44}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{M}_4\boldsymbol{J}_{44}. \tag{30}$$

3 Implementierung der Bibliothek

Ziel der Implementierung ist es, jede mögliche Multicoptertopologie auf einfache Weise simulieren zu können. Hierfür muss jeder Ausleger bezüglich der Trägerplatte frei orientier- und positionierbar sein. Dies wird durch eine geeignete Parameterierung der Gleichungen erzielt.
Für die Orientierung gelingt dies, indem zunächst sämtliche Vektoren und Tensoren des Auslegers im körperfesten Koordinatensystem K_2 implementiert und im Zuge der Initialisierung über die Transformationsmatrix ${}^{12}\boldsymbol{T}$ in ihre endgültige Orientierung überführt werden. Hierfür eignen sich zum Beispiel die z,y,x-Kardan-Winkel mit der Transformationsmatrix ${}^{12}\boldsymbol{T} \equiv \boldsymbol{T}_{z,y,x}(\alpha,\beta,\gamma)$ mit

$$ {}^{12}\boldsymbol{T} = \begin{bmatrix} \mathrm{c}\alpha\,\mathrm{c}\beta & \mathrm{c}\alpha\,\mathrm{s}\beta\,\mathrm{s}\gamma - \mathrm{s}\alpha\,\mathrm{c}\gamma & \mathrm{s}\alpha\,\mathrm{s}\gamma + \mathrm{c}\alpha\,\mathrm{s}\beta\,\mathrm{c}\gamma \\ \mathrm{s}\alpha\,\mathrm{c}\beta & \mathrm{c}\alpha\,\mathrm{c}\gamma + \mathrm{s}\alpha\,\mathrm{s}\beta\,\mathrm{s}\gamma & \mathrm{s}\alpha\,\mathrm{s}\beta\,\mathrm{c}\gamma - \mathrm{c}\alpha\,\mathrm{s}\gamma \\ -\mathrm{s}\beta & \mathrm{c}\beta\,\mathrm{s}\gamma & \mathrm{c}\beta\,\mathrm{c}\gamma \end{bmatrix}. \quad (31) $$

Für die Transformation in dieses Koordinatensystem muss zwischen der Transformationsvorschrift für Vektoren $\boldsymbol{x}$ und Tensoren $\boldsymbol{X}$ gemäß

$$ {}^{1}\boldsymbol{x} = {}^{12}\boldsymbol{T}\,{}^{i}\boldsymbol{x}, \quad {}^{1}\boldsymbol{X} = {}^{12}\boldsymbol{T}\,{}^{i}\boldsymbol{X}\,{}^{12}\boldsymbol{T}^{\mathrm{T}} \quad (32) $$

unterschieden werden. Die Auswertung der Gleichungen (11) und (12) sowie (26) und (28) erfolgt somit vorteilhaft im Koordinatensystem K_1 der Trägerplatte. Für eine freie Positionierung werden die vorkommenden Vektoren am Besten als Vektorzug aufgestellt, wodurch die Änderung eines einzelnen Vektors den kompletten Ausleger verschiebt.
Die Angabe der Position und Orientierung erfolgt für jeden Ausleger dann separat über eine Eingabemaske. Zusätzlich muss auch die Drehrichtung des Rotors angegeben werden. Im Falle des starren Antriebs besitzt der Auslegerblock die Stellgröße u_q als Eingangsgröße für den Motor des Drehgelenks G_4. Handelt es sich um einen schwenkbaren Antrieb kommt die Stellgröße für das Gelenk G_3 als weitere Eingangsgröße hinzu. Über einen weiteren Eingang werden die Minimalbeschleunigungen, die Minimalgeschwindigkeiten und die Minimalkoordinaten für das Gelenk G_1 unter Ausnutzung der Baumstruktur der Multicoptertopologie direkt zurückgeführt. Durch diese Vorgehensweise bei der Parametrierung muss lediglich ein Auslegerblock mit den Gleichungen (26) und (28) implementiert werden.
Der Block für die Trägerplatte enthält die Gleichungen (11) und (12), welche direkt im Koordinatensystem K_1 angegeben werden können. Über die Eingabemaske des Blocks wird zum einen die Anzahl der Ausleger und zum anderen die Parametrierung der Gelenkwahl G_1 durchgeführt. Der Block für die Trägerplatte besitzt somit in Summe n Eingänge und einen Ausgang.
In Summe werden somit zwei Simulationsblöcke in MATLAB/SIMULINK erstellt. Das Simulationsmodell eines beliebigen Multicopters besteht folglich immer aus einem Block für die Trägerplatte und n Blöcken für die n Ausleger. Hieraus ergibt sich der Signalflussplan gemäß Abbildung 6.

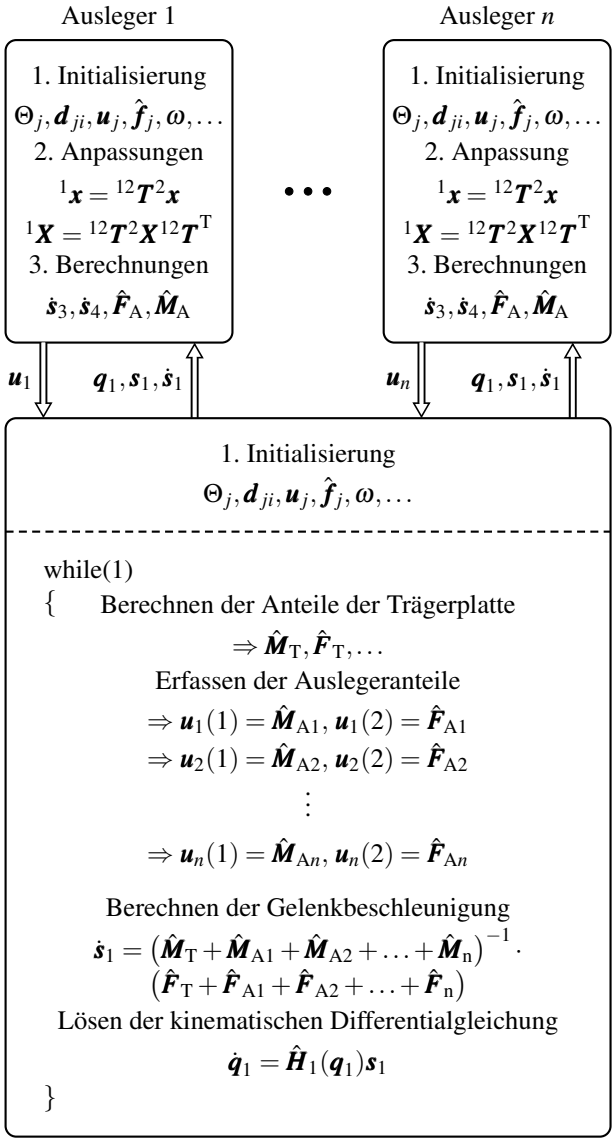


Bild 6 Struktur zur Simulation verschiedener Multicoptermodelle

Nach dem Start der Simulation wird das Modell zunächst mit den Parametern initialisiert, wobei bei den Auslegern entsprechend die in der Eingabemaske angegebene Position und Orientierung berücksichtigt wird. Anschließend erfolgt das Lösen der Differentialgleichungen unter Berücksichtigung der Gelenkwahl für G_1. Auf diese Weise lassen sich durch Kenntnis der Topologie verschiedene Multicoptertopologien darstellen. Eine kleine Auswahl für Topologien mit starren Antrieben gibt Tabelle 1. Hierin sind beispielhaft für unterschiedliche Topologien die vorzunehmende Parameterierung der Transformationsmatrizen für die jeweiligen Ausleger An angegeben.

Tabelle 1 Parametrierung der Ausleger für einfache Multicoptertopologien mit $\beta_W = \sin^{-1}\left(\frac{\sqrt{3}}{3}\right)$

	Tricopter	Quadcopter	Hexacopter	Octocopter	Cubecopter
A1	$\boldsymbol{T}_{0,0,0}$	$\boldsymbol{T}_{0,0,0}$	$\boldsymbol{T}_{0,0,0}$	$\boldsymbol{T}_{0,0,0}$	$\boldsymbol{T}_{\frac{\pi}{4},-\beta_W,-\frac{\pi}{2}}$
A2	$\boldsymbol{T}_{\frac{2\pi}{3},0,0}$	$\boldsymbol{T}_{\frac{\pi}{2},0,0}$	$\boldsymbol{T}_{\frac{\pi}{3},0,0}$	$\boldsymbol{T}_{\frac{\pi}{4},0,0}$	$\boldsymbol{T}_{\frac{3\pi}{4},-\beta_W,\frac{3\pi}{4}}$
A3	$\boldsymbol{T}_{\frac{4\pi}{3},0,0}$	$\boldsymbol{T}_{\pi,0,0}$	$\boldsymbol{T}_{\frac{2\pi}{3},0,0}$	$\boldsymbol{T}_{\frac{\pi}{2},0,0}$	$\boldsymbol{T}_{\frac{5\pi}{4},-\beta_W,-\frac{\pi}{2}}$
A4	X	$\boldsymbol{T}_{\frac{3\pi}{2},0,0}$	$\boldsymbol{T}_{\pi,0,0}$	$\boldsymbol{T}_{\frac{3\pi}{4},0,0}$	$\boldsymbol{T}_{\frac{7\pi}{4},-\beta_W,\frac{3\pi}{4}}$
A5	X	X	$\boldsymbol{T}_{\frac{4\pi}{3},0,0}$	$\boldsymbol{T}_{\pi,0,0}$	$\boldsymbol{T}_{\frac{\pi}{4},\beta_W,\frac{\pi}{4}}$
A6	X	X	$\boldsymbol{T}_{\frac{5\pi}{3},0,0}$	$\boldsymbol{T}_{\frac{5\pi}{4},0,0}$	$\boldsymbol{T}_{\frac{3\pi}{4},\beta_W,-\frac{3\pi}{4}}$
A7	X	X	X	$\boldsymbol{T}_{\frac{3\pi}{2},0,0}$	$\boldsymbol{T}_{\frac{5\pi}{4},\beta_W,\frac{\pi}{4}}$
A8	X	X	X	$\boldsymbol{T}_{\frac{7\pi}{4},0,0}$	$\boldsymbol{T}_{\frac{7\pi}{4},\beta_W,-\frac{3\pi}{4}}$

Für einen Quadrocopter ergibt sich durch die entsprechende Vorgehensweise beispielhaft die Implementierung gemäß Abbildung 7. Die Eingangsgrößen sind die entsprechenden Spannungen u_{qn} der jeweiligen Maschinen. Die Ausgangsgrößen sind die entsprechenden Gelenkkoordinaten, Gelenkgeschwindigkeiten und Gelenkbeschleunigung

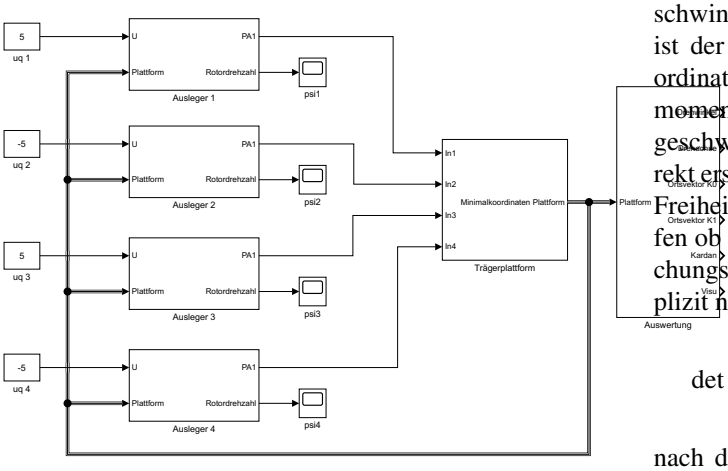


Bild 7 Implementierung eines Quadrocopters in MATLAB/SIMULINK

4 Simulationsergebnisse

Für eine erste Verifizierung der Mutlicopterbibliothek wird ein Quadrocopter aufgebaut und mit einem bestehenden Modell aus der Robotic Toolbox [5] verglichen. Dabei wird die Drohne explizit ohne jegliche Regelung simuliert um das Verhalten besser vergleichen zu können. Ausgehend von Gleichung (12) werden zunächst die eingeprägten Kräfte $\hat{\boldsymbol{f}}^{\mathrm{e}}$ in die über die Eingangsgröße beeinflussbaren Kräfte $\hat{\boldsymbol{f}}_{\mathrm{U}}$ und die übrigen Kräfte $\hat{\boldsymbol{f}}_{\mathrm{R}}$ aufgeteilt. Daraus folgt die implizite Gleichung

$$\boldsymbol{M}_{\mathrm{G}}\dot{\boldsymbol{s}}_1 - \hat{\boldsymbol{f}}_{\mathrm{R}} - \hat{\boldsymbol{f}}_{\mathrm{U}} = \boldsymbol{0} \tag{33}$$

mit dem Kraftwinder der aufgeprägten Kräfte

$$\hat{\boldsymbol{f}}_{\mathrm{U}} = \sum_{i=1}^{n} \begin{bmatrix} \tau_{\mathrm{U}n} \\ \boldsymbol{f}_{\mathrm{U}n} \end{bmatrix}. \tag{34}$$

Für einen Quadrocopter, bei welchem sich die Ausleger bei $0, 90, 180$ und 270 Grad befinden, ergeben sich die Transformationsmatrizen über Gleichung (31) zu

$$\boldsymbol{T}_0 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad \boldsymbol{T}_{90} = \begin{bmatrix} 0 & -1 & 0 \\ 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix},$$
$$\boldsymbol{T}_{180} = \begin{bmatrix} -1 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad \boldsymbol{T}_{270} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}.$$

Damit geht Gleichung (34) bezüglich des körperfesten Koordinatensystems K_1 über zu

$$\begin{aligned} {}^1\hat{\boldsymbol{f}}_{\mathrm{U}} &= \boldsymbol{T}_0 \begin{bmatrix} \tau_{\mathrm{U1}} \\ \boldsymbol{f}_{\mathrm{U1}} \end{bmatrix} + \boldsymbol{T}_{90} \begin{bmatrix} \tau_{\mathrm{U2}} \\ \boldsymbol{f}_{\mathrm{U2}} \end{bmatrix} + \boldsymbol{T}_{180} \begin{bmatrix} \tau_{\mathrm{U3}} \\ \boldsymbol{f}_{\mathrm{U3}} \end{bmatrix} + \boldsymbol{T}_{270} \begin{bmatrix} \tau_{\mathrm{U4}} \\ \boldsymbol{f}_{\mathrm{U4}} \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} F_{\mathrm{S2}}L_4 - F_{\mathrm{S4}}L_4 \\ F_{\mathrm{S3}}L_4 - F_{\mathrm{S1}}L_4 \\ \tau_{\mathrm{M1}} - \tau_{\mathrm{M2}} + \tau_{\mathrm{M3}} - \tau_{\mathrm{M4}} \\ 0 \\ 0 \\ F_{\mathrm{S1}} + F_{\mathrm{S2}} + F_{\mathrm{S3}} + F_{\mathrm{S4}} \end{bmatrix}. \end{aligned} \tag{35}$$

Hierin sind die Kräfte $F_{\mathrm{S}n} = f_{\mathrm{T}}(\omega_{\mathrm{M}})$ die Schubkräfte, welche über die Funktion f_{T} mit den jeweiligen Winkelgeschwindigkeiten ω_{M} der Motoren zusammen hängen. L_4 ist der Abstand der Schubkräfte zum Ursprung des Koordinatensystems K_1. Die resultierenden wirkenden Drehmomente $\tau_{\mathrm{M}n}$ sind gemäß $\tau_{\mathrm{M}} = f_{\mathrm{R}}(\omega_{\mathrm{M}})$ mit den Winkelgeschwindigkeiten verknüpft. Aus Gleichung (35) ist direkt ersichtlich, dass bei einem Quadrocopter lediglich vier Freiheitsgrade beeinflusst werden können. Um zu überprüfen ob diese unabhängig voneinander sind, muss das Gleichungssystem (33) für die übrigen vier Freiheitsgrade explizit nach $\omega_{\mathrm{M}n}$ lösbar sein. Dies ist mit

$$\det\left(\left. \frac{\partial \mathrm{Gl.}(33)}{\partial(\omega_{\mathrm{M1}}, \omega_{\mathrm{M2}}, \omega_{\mathrm{M3}}, \omega_{\mathrm{M4}})} \right|_{\mathrm{AP}=\boldsymbol{x}_0} \right) \neq 0$$

nach dem Satz der impliziten Funktionen stets gegeben. Damit sind die übrigen vier Freiheitsgrade gemäß Tabelle 2

Tabelle 2 Steuerbare ✔ und nichtsteuerbare ✘ Zustände des Quadrocopters mit Angabe der Drehrichtung der Rotoren

A1	A2	A3	A4	${}^1z$	${}^1x$	${}^1y$	${}^1\alpha$	${}^1\beta$	${}^1\gamma$
↻	↺	↻	↺	✔	✘	✘	✔	✔	✔

unabhängig voneinander steuerbar. Für einfache Manöver lässt sich Gleichung (35) nach den Winkelgeschwindigkeiten der Motoren umformen. Für eine Beschleunigung in die körperfeste ${}^1z$-Richtung folgt

$$\left|\omega_{\mathrm{M}|1,2,3,4}\right| = f_{\mathrm{T}}^{-1}\left(\frac{m_{\mathrm{G}}\,{}^1\ddot{z}}{4}\right). \tag{36}$$

Aus ${}^1\ddot{z} = g$ ergibt sich die Winkelgeschwindigkeit für den Schwebeflug $\left|\omega_{\mathrm{S}}\right|$. Für eine positive Winkelbeschleunigung um die ${}^1x$-Achse und damit eine resultierende Rollbewegung erfolgt eine Änderung der Winkelgeschwindigkeit mit

$$\Delta\left|\omega_{\mathrm{M2}}\right| = f_{\mathrm{T}}^{-1}\left(\frac{I_{xx}\dot{\omega}_x}{2L_4}\right), \quad \Delta\left|\omega_{\mathrm{M4}}\right| = -f_{\mathrm{T}}^{-1}\left(\frac{I_{xx}\dot{\omega}_x}{2L_4}\right).$$

(37)

Für eine positive Winkelbeschleunigung um die ${}^1y$-Achse und damit eine resultierende Nickbewegung muss gelten

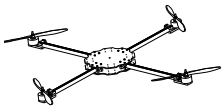
$$\Delta|\omega_{M1}| = -f_T^{-1}\left(\frac{I_{yy}\omega_y}{2L_4}\right),\quad \Delta|\omega_{M3}| = f_T^{-1}\left(\frac{I_{yy}\omega_y}{2L_4}\right) \tag{38}$$

Für das Gieren um die Hochachse ${}^1z$ folgt

$$\Delta|\omega_{M|1,3|}| = f_R^{-1}\left(\frac{I_{zz}\omega_z}{4k_M}\right),\ \Delta|\omega_{M|2,4|}| = -f_R^{-1}\left(\frac{I_{zz}\omega_z}{4k_M}\right)\ . \tag{39}$$

In Tabelle 3 sind die Ergebnisse der einzelnen Standardmanöver zusammgefasst, wobei der Grundzustand der Schwebeflug ist.

Tabelle 3 Angabe der notwendigen Winkelgeschwindigkeiten für die Steuerung eines Quadrocopters

Konfiguration	Manöver	A1	A2	A3	A4
 ↑: $\lvert\omega_M\rvert = \lvert\omega_S\rvert$ ⇑: $\lvert\omega_M\rvert > \lvert\omega_S\rvert$ ⇓: $\lvert\omega_M\rvert < \lvert\omega_S\rvert$	Schweben	↑	↑	↑	↑
	Steigen	⇑	⇑	⇑	⇑
	Sinken	⇓	⇓	⇓	⇓
	Rollen +	↑	⇑	↑	⇓
	Rollen −	↑	⇓	↑	⇑
	Nicken +	⇓	↑	⇑	↑
	Nicken −	⇑	↑	⇓	↑
	Gieren +	⇓	⇑	⇓	⇑
	Gieren −	⇑	⇓	⇑	⇓

Im Folgenden werden für drei Standardmanöver die Simulationsergebnisse der Robotic Toolbox [5] mit der in diesem Beitrag vorgestellten Multicopterbibliothek verglichen. In einem ersten Versuch wird jeder Rotor mit der betragsmäßig selben Eingangsspannung beaufschlagt, wodurch sich gemäß Gleichung (36) die Beschleunigung in Richtung der ${}^1z$-Achse verändert. Sobald die Rotoren die notwendige Drehzahl für den Schwebeflug übersteigen wird der Fall des Quadrocopters abgebremst bis er schließlich beginnt aufzusteigen. Die Simulationsergebnisse für dieses Szenario sind in Abbildung 8 dargestellt.

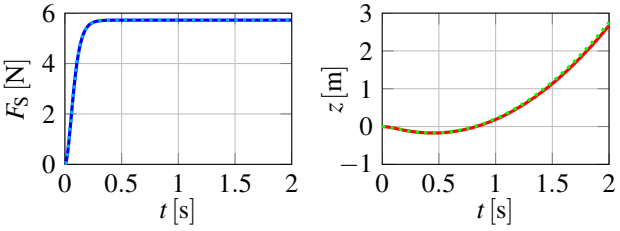


Bild 8 Beschleunigung eines Quadrocopters in z-Richtung für das Referenzmodell (··) und die Bibliothek (–) (rechts) mit den dazugehörigen Schubkraftverläufen $F_{S1,3}$ (–) und $F_{S2,4}$ (··) (links)

In einem zweiten Versuch wird das Gieren um die Hochachse simuliert. Entsprechend Gleichung (39) werden hierfür die zwei linksdrehenden Rotoren mit einer höheren Eingangsspannung als die rechtsdrehenden Rotoren beaufschlagt. Aufgrund der resultierenden höheren Drehzahl folgt auch ein höherer, gerichteter Drehmomenteintrag. Nach dem Prinzip von Actio gleich Reactio beginnt der Quadrocopter in positiver Richtung um die z-Achse zu gieren. Die Ergebnisse sind in Abbildung 9 dargestellt.

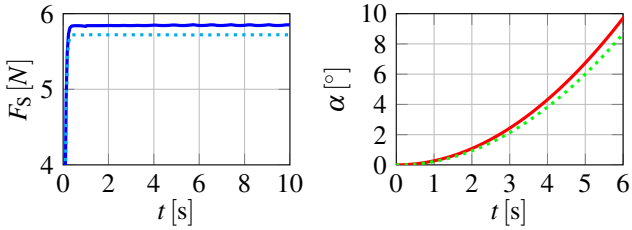


Bild 9 Gieren eines Quadrocopters für das Referenzmodell (··) und die Bibliothek (–) (rechts) mit den dazugehörigen Schubkraftverläufen $F_{S1,3}$ (–) und $F_{S2,4}$ (··) (links)

In einem letzten Vergleich wird eine Rollbewegung um die x-Achse betrachtet. Dazu muss gemäß Tabelle 3 und Gleichung (37) die Drehzahl des Auslegers A_2 erhöht werden. Die Rotordrehzahl des Auslegers A_4 muss proportional dazu verringert werden. Die Ergebnisse sind in Abbildung 10 dargestellt.

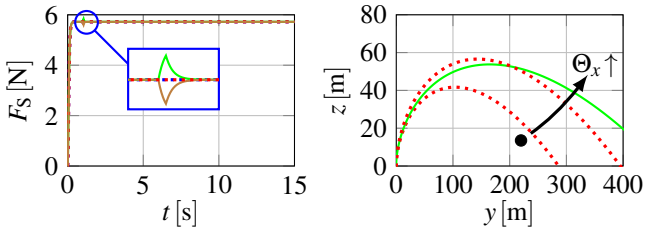


Bild 10 Vergleich der Rollbewegung eines Quadrocopters für das Referenzmodell (–) und die Bibliothek (··) (rechts) mit den dazugehörigen Schubkraftverläufen F_{S1} (··), F_{S2} (–) , F_{S3}(··) und F_{S4}(–)(links)

Bei allen Simulationsergebnissen zeigt sich eine qualitative Übereinstimmung. Die auftretenden Abweichungen lassen sich auf die unterschiedliche Parametrierung beider Modelle zurückführen. Außerdem werden in den Modellen der Robotic Toolbox noch weitere dynamische Rotorkräfte berücksichtigt, deren Einfluss mit der Translationsgeschwindigkeit der Rotoren zunimmt.

5 Zusammenfassung

In diesem Beitrag wurde die Vorgehensweise für die Implementierung einer Multicopterbibliothek in MATLAB/SIMULINK vorgestellt. Die Basis bildet dabei die Überlegung, dass die meisten Multicopter aus einer Trägerplatte und einer unterschiedlichen Anzahl daran befestigter Ausleger bestehen. Diese Ausleger unterscheiden sich jedoch lediglich hinsichtlich ihrer Position und Orientierung, sodass sich die resultierenden Gleichungen in ihrem Aufbau nicht unterscheiden. Ausgehend von diesen Überlegungen wurden die resultierenden Differentialgleichungen auf Basis der Newton-Euler-Gleichungen dargelegt. Für die Implementierung genügen zwei unterschiedliche Simulationsblöcke. Jedes Simulationsmodell für einen Multicopter besteht somit aus einem Block für die Trägerplatte und n Blöcken für die n Ausleger. Die genaue Topologie des Multicopters wird dann über die Eingabemasken dieser Blöcke festgelegt. Dadurch ergibt sich eine hohe Benutzerfreundlichkeit. Erste Simulationsvergleiche bestätigen die Funktion dieser Vorgehensweise.

6 Ausblick

Die Simulationsergebnisse sollen in einem nächsten Schritt im Realversuch bestätigt und die Modelle damit validiert werden. Hierfür muss die Bibliothek noch um Blöcke zur Regelung und Stabilisierung der instabilen Multicoptermodelle erweitert werden. Zeigen die Modelle eine ausreichende Genauigkeit für die praktische Anwendung, soll das Anwendungsszenario in der Simulation dahingehend erweitert werden, dass mehrere im Schwarm agierende Multicopter eine gemeinsame Transportaufgabe erfüllen. Dazu muss der Block der Trägerplatte um einen weiteren Eingang für die externe Kraft erweitert werden. In einem ersten Schritt sollen dann drei Multicopter über Seile die in Abbildung dargestellte Plattform tragen. Hierbei wird der Seilwinkel über ein Zwei-Achs-Potentiometer erfasst. Zusammen mit der Seillänge sind die Positionen der Multicopter unter der Annahme eines geraden Seilverlaufs relativ zur Plattform bestimmt.

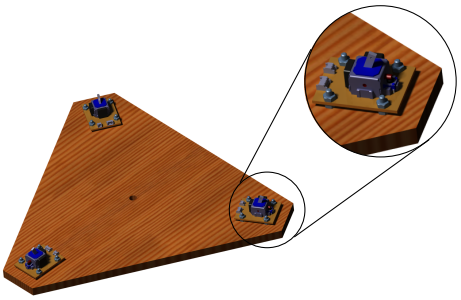


Bild 11 Transportplatte mit Aufnahmen zur Messung der Seilrichtung im Raum

Unter Einsatz der Multicopterbibliothek soll dann zunächst die Frage der optimalen Auswahl und der relativen Positionierung der Copter mit Hinblick auf den Energiebedarf oder die Störunterdrückung untersucht werden. Eventuell besteht beispielsweise die Möglichkeit mit einem voll- oder überaktuierten Copter die gemeinsame Last in der Luft zu verspannen um damit besser auf Störungen reagieren zu können. In einem weiteren Schritt interressiert dann die Frage nach den unterschiedlichen Möglichkeiten bei der Erfüllung der Transportaufgabe. Hierfür soll ebenfalls ein Optimierungsverfahren implementiert werden um auch die Trajektorienplanung hinsichtlich vorgegebener Optimierungskriterien zu verbessern.

7 Literatur

[1] Alaimo, A.; Artale, V.; Milazzo, C.; Ricciardello, A.; Trefiletti, L.: *Mathematical modeling and control of a hexacopter*. In: 2013 International Conference on Unmanned Aircraft Systems (ICUAS). DOI 10.1109/ICUAS.2013.6564793, S. 1043-1050.

[2] Binder, A. (Hrsg.): *Elektrische Maschinen und Antriebe®*. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2012. ISBN: 978-3-540-71850-5

[3] Bouabdallah, S.; Murrieri, P.; Siegwart, R.: *Towards Autonomous Indoor Micro VTOL*. Autonomous Robots. (2005) 18-2, ISSN 0929-5593, S. 171–183.

[4] Brescianini, D.; D'Andrea, R.: *Design, modeling and control of an omni-directional aerial vehicle*. In: 2016 IEEE International Conference 2016. DOI 10.1109/ICRA.2016.7487497, S. 3261–3266.

[5] Corke, P. (Hrsg.): *Robotics, vision and control: Fundamental Algorithms In MATLAB®*. Cham: Springer, 2017.

[6] Escareno, J.; Sanchez, A.; Garcia, O.; Lozano, R.: *Triple tilting rotor mini-UAV: Modeling and embedded control of the attitude*. In: 2008 American Control Conference. DOI 10.1109/ACC.2008.4587031, S. 3476–3481.

[7] Hamel, T.; Mahony, R.; Lozano, R.; Ostrowski, J.: *DYNAMIC MODELLING AND CONFIGURATION STABILIZATION FOR AN X4-FLYER*. IFAC Proceedings Volumes. (2002) 1, ISSN 2405-8963, S. 217-222.

[8] Lee, H.; Kim, S.; Lim, H.; Kim, H. Jin; Lee, D.: *Control of an octa-copter from modeling to experiments*. In: 44th International Symposium on Robotics (ISR) 2013. DOI 10.1109/ISR.2013.6695646, S. 1-5.

[9] Mahony, R.; Vijay, K.; Corke, P.: *Multirotor Aerial Vehicles: Modeling, Estimation and Control of a Quadrotor*. IN: IEEE Robotics & Automation Magazine. (2012) 19-3, ISSN: 1070-9932, S. 20-32.

[10] Park, S.; Her, J.; Kim, J.; Lee, D.: *Design, modeling and control of omni-directional aerial robot*. In: 2016 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS). DOI 10.1109/IROS.2016.7759254, S. 1570–1575.

[11] Ryll, M.; Bulthoff, H.; Giordano, P.: *A Novel Overactuated Quadrotor Unmanned Aerial Vehicle: Modeling, Control, and Experimental Validation*. IEEE Transactions on Control Systems Technology. (2015) 2, ISSN 1063-6536, S. 540-556.

[12] Salazar, S.; Romero, H.; Lozano, R.; Castillo, P.: *Modeling and Real-Time Stabilization of an Aircraft Having Eight Rotors*. Journal of Intelligent and Robotic Systems. (2009) 1, ISSN 1573-0409, S. 455–470.

[13] Woernle, C. (Hrsg.): *Mehrkörpersysteme - Eine Einführung in die Kinematik und Dynamik von Systemen starrer Körper®*. Berlin Heidelberg: Springer Vieweg, 2016. ISBN: 978-3-662-46687-2

Vergleich der modellprädiktiven Trajektorienscharregelung mit konventionellen Regelungsverfahren

Comparison of model predictive trajectory set control with conventional control approaches

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

Christoph Rösmann, Technische Universität Dortmund, Lehrstuhl für Regelungssystemtechnik, 44227 Dortmund, Deutschland, christoph.roesmann@tu-dortmund.de

Martin Keller, ehemals Technische Universität Dortmund, Lehrstuhl für Regelungssystemtechnik, 44227 Dortmund, Deutschland, martin.keller@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

Zur schnellen und präzisen Regelung mechatronischer Systeme, insbesondere in industriellen Anwendungen, werden zumeist kaskadierte Regelungskonzepte auf Basis von PID-Reglern verwendet [1]. Die einzelnen PID-Regler werden mit nichtlinearen Kennlinien für die integrale und proportionale Verstärkung erweitert, um den Anforderungen an das Systemverhalten gerecht zu werden. Diese Regelungskonzepte weisen eine hohe Anzahl an verkoppelten Reglerparametern auf. Der Reglerentwurf ist somit nicht intuitiv und erfordert zumeist den Einsatz einer automatisierten evolutionären Hardware-in-the-Loop Optimierung [2]. Eine nachträgliche Anpassung des Systemverhaltens ist nur durch einen Prozessexperten möglich. Gesucht ist ein universelles Regelungskonzept, welches garantiert echtzeitfähig ist, eine hohe Regelungsgüte liefert und einen intuitiven manuellen Reglerentwurf ermöglicht. Häufig weist der äußere Regler der Kaskade die höchste Komplexität auf. Für einen geringen Realisierungsaufwand kann der äußere Regler ersetzt und der restliche Regelkreis beibehalten werden.

Die modelprädiktive Trajektorienscharregelung (MPTSC) basiert auf der Idee der klassischen modellprädiktiven Regelung (MPC) mit einem beschränkten gleitenden Horizont [3], die in jedem Abtastschritt ein Optimalsteuerungsproblem löst. Das zukünftige Systemverhalten kann im laufenden Betrieb über ein dynamisches Modell prädiziert werden. Es kann somit einer im Sinne des Gütemaßes optimaler Stellgrößenverlauf aufgeschaltet werden. Während die Regelungsgüte im Vergleich zu den klassischen Regelungskonzepten ansteigt oder ähnlich ausfällt, nimmt die Anzahl an freien Reglerparametern deutlich ab. Darüber hinaus können Stell- und Zustandsbeschränkungen explizit berücksichtigt werden. Allerdings ist der Einsatz von gradienten-basierten Optimierungsalgorithmen mit einer hohen Rechenleistung verbunden und nur beschränkt für mechatronische Systeme mit schnellen Dynamiken echtzeitfähig. Die modellprädiktive Trajektorienscharregelung verwendet keine gradienten-basierte Optimierung und besteht aus zwei wichtigen Teilschritten. Zunächst wird der ursprünglich kontinuierliche Stellgrößenwertebereich zwischen dem minimalem Stellwert $u_{\min}$ und dem maximalen Stellwert $u_{\max}$ grob und äquidistant mit der Schrittweite Δu diskretisiert, um Stellgrößenkandidaten zu generieren:

$$u_{\text{lin}} \in \mathbb{D} := \{u_{\min}, u_{\min} + \Delta u, u_{\min} + 2\,\Delta u, ..., u_{\max}\}. \tag{1}$$

Im Vergleich zur klassischen modellprädiktiven Regelung kann nur eine suboptimale Regelung erfolgen, da die optimale Stellgröße eventuell nicht in der diskreten Wertemenge $\mathbb{D}$ enthalten ist. In der Realität ist der Einfluss des Modellfehlers und des Beobachterfehlers allerdings größer als der der suboptimalen Lösung [4]. Wenn der Modellfehler vernachlässigbar ist, kann der Einfluss der suboptimalen Lösung durch eine Adaption der Stellgrößendiskretisierung verringert werden [5]. In diesem Fall erfolgt eine Approximation der klassischen modellprädiktiven Regelung. Die Adaption kann beispielsweise mit Hilfe von zusammengesetzten polynomialen Funktionen erfolgen mit der Abbildung $f(u_{\text{lin}}) : \mathbb{D} \rightarrow \mathbb{A}_k$ und von dem letzten Stellgrößenwert u_{k-1} abhängen. Für drei verschiedene letzte Stellwerte u_{k-1} ist die Funktion in **Bild 1** visualisiert. Die adaptive Stellgrößendiskretisierung kann auch genutzt werden, um die Anzahl der möglichen Stellgrößenwerte zu reduzieren.

Im zweiten Schritt der modellprädiktiven Trajektorienscharregelung werden mit Hilfe der möglichen Stellgrößenwerte Zustandstrajektorien auf dem Horizont generiert und mit einem beliebigen Gütemaß J bewertet. Da kein gradientenbasierter Algorithmus zum Einsatz kommt, gibt es keine besonderen Anforderungen wie Glattheit an das Optimierungsproblem. Im einfachsten Fall wird jeder Stellgrößenwert, wie in **Bild 2**, mit dem Stellhorizont $n_{\text{c}} = 1$ auf dem Prädiktionshorizont konstant gehalten. Das Optimalsteuerungsproblem kann mit Hilfe des Minimumoperators gelöst werden:

$$u_k^* = \arg\min_{u \in \mathbb{A}_k} J(\mathbf{x}_k, u) \quad \text{mit dem Zustandsvektor} \quad \mathbf{x}^\mathsf{T} = [x_1, x_2, ..., x_n]^\mathsf{T}. \tag{2}$$

Für einen höheren Freiheitsgrad auf dem Prädiktionshorizont oder bei der Regelung von Mehrgrößensystemen steigt die kombinatorische Vielfalt. Ein geeigneter Suchalgorithmus bietet hier die Möglichkeit die Anzahl der zu testenden Kombinationen zu reduzieren.
Im realen Experiment hat sich das neue Regelungskonzept bereits für verschiedene mechatronische Systeme bewährt. Stell- und Zustandsbeschränkungen werden stets eingehalten. In **Bild 3** ist das Ergebnis für das System Industrial Plant Emulator (ECP220) dargestellt. Ein Wegeventil mit einem Regelungstakt von 10 kHz ist ein weiteres Beispiel für ein sehr schnelles und industriell geprägtes System. Für dieses System konnte die Komplexität von 24 Parametern auf fünf Parameter reduziert werden [4]. Bekannte Benchmark-Systeme zeigen, dass die Rechenzeit deutlich kürzer ist (Faktor fünf) als bei klassischen modellprädiktiven Konzepten bei vergleichbarer Regelungsgüte.

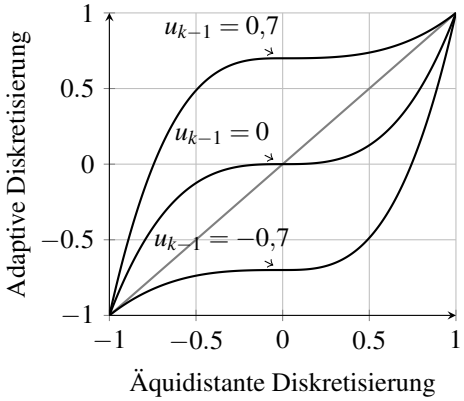


Bild 1 Adaptive Stellgrößendiskretisierung. In jedem Abtastschritt k werden die Kandidaten der äquidistanten Diskretisierung $u \in \mathbb{D}$ auf die Werte $u \in \mathbb{A}_k$ abgebildet.

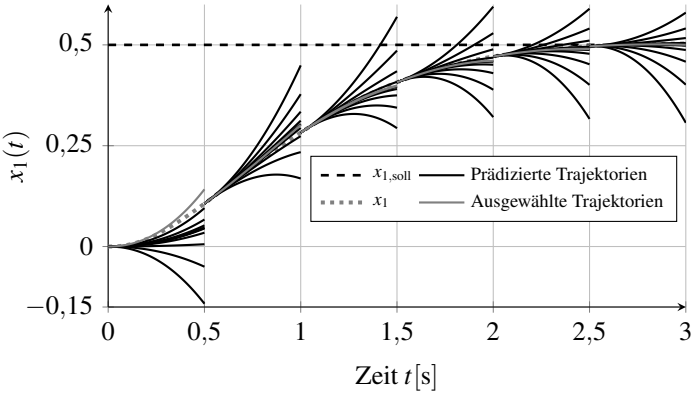


Bild 2 Für sechs Abtastschritte ist der offene Regelkreis für ein Beispiel-Benchmarksystem (Van-der-Pol Oszillator) dargestellt.

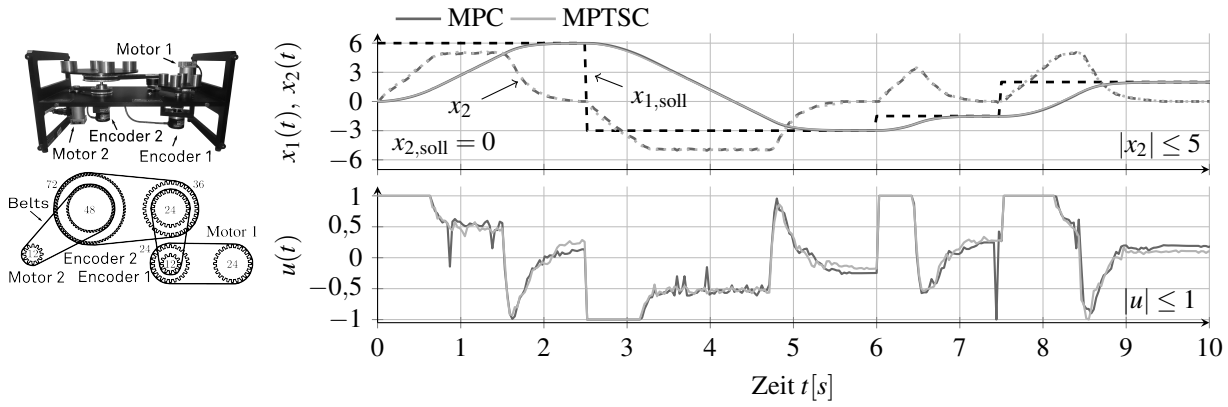


Bild 3 Links: Industrial-Plant-Emulator ECP220. Rechts: Vergleich des geschlossenen Regelkreises von klassischem MPC mit $n_c = 1$ und MPTSC. Das System ECP220 stellt die Regelstrecke und ein nichtlineares Modell zweiter Ordnung das Prädiktionsmodell dar.

Literatur

[1] Åström, K.J.; Hägglund, T.: *The future of PID control*. Control Engineering Practice. (2001) Vol. 9, Nr. 11, S. 1163-1175.

[2] Krettek, J.; Schauten, D.; Hoffmann, F.; Bertram, T.: *Evolutionary hardware-in-the-loop optimization of a controller for cascaded hydraulic valves*. In: IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics (AIM) 2007.

[3] Morari, M.; Lee, J. H.: *Model predictive control: past, present and future*. Computers & Chemical Engineering. (1999) Vol. 23, Nr. 4-5, S. 667-682.

[4] Makarow, A.; Keller, M.; Rösmann, C.; Bertram, T.; Schoppel, G.; Glowatzky, I.: *Model predctive trajectory set control for a proportional directional control valve*. In: IEEE Conference on Control Technology and Applications (CCTA) 2017.

[5] Makarow, A.; Keller, M.; Rösmann, C.; Bertram, T.: *Model predctive trajectory set control with adaptive input domain discretization*. In: American Control Conference (ACC) 2018, (accepted).

Optimierung der Rekonfigurationsplanung Cyber-Physischer Produktionssysteme
Optimization of the Reconfiguration Planning of Cyber-Physical Production Systems

Jan Brinker[1], Dominic Ring[1], Marco Lübbecke[2], Yukio Takeda[3], and Burkhard Corves[1]
[1]Department of Mechanism Theory, Machine Dynamics and Robotics, RWTH Aachen University, Aachen, Germany; e-mail: brinker@igm.rwth-aachen.de.
[2]Chair of Operations Research, RWTH Aachen University, Aachen, Germany; e-mail: luebbecke@or.rwth-aachen.de
[3]Department of Mechanical Engineering, Tokyo Institute of Technology, Tokyo, Japan;
e-mail: takeda@mech.titech.ac.jp

Kurzfassung

Companies strive for improved productivity and economically friendly green manufacturing. In this context, key technology targets for future production systems are, among others, efficient (re-)configurability, adaptability, and energy efficiency [1]. Accordingly, the design goals of mechanical systems tend to shift from tailored to highly flexible. Thus, measures tackling the dichotomy between efficiency and flexibility have grown in scope and importance over the last years. Against this background, a sophisticated tool to (automatically) identify suitable (re-)configuration patterns was presented in [2].

Efficient robotic systems are usually tailored to specific requirements of known production processes or handling tasks. The number of systems however is restricted due to limited factory areas and fixed costs. Imagine an assembly line with handling objects of great diversity (e.g., variable size or weight) resulting from highly fluctuating known order streams. These objects may impose different requirements (e.g., payload, workspace, or dof requirements) on the limited number of p handling systems. Then using p identical handling systems (or p handling systems with identical configurations) each covering all tasks may be less efficient than using the same number of systems with optimized configurations. The set of p handling systems with known information about the forthcoming product stream and its requirements is referred to as (reconfigurable) cyber-physical production system.

Delta-like robots were originally designed for high-speed pick-and-place-handling of lightweight objects. Modern variants of the Delta robots are well-suited for investigations in the field of reconfiguration planning for two reasons. First, as already noted by the inventor Clavel [3], the Delta robot is distinguished by its modularity and the fact that some components are found in several identical copies in one robot. Second, there is a current trend of equipping the original Delta robot with additional serial chains in order to extend its original field of application to handling tasks with up to six dof (e.g., assorting, tooling, or measuring tasks) and/or with heavy-weight objects (e.g., stacking or packing tasks). As a result, a great variety of dimensional and functional reconfiguration possibilities can be identified.

Previous work in [2] presented a novel and rigorous approach that effectively uses operations research techniques to reduce the energy consumption of such reconfigurable production systems. In this approach, a fixed number of configurations is optimally selected from the entire configuration space and simultaneously allocated to a set of handling tasks in a most energy efficient way (Fig. 1). However, even though efficient dynamic modeling techniques were introduced, using the total energy consumption as target value for optimization leads to expensive computational effort. The reason for this is that each potential allocation needs to be evaluated. Analyses of larger data sets thus require more elaborate modeling and solution techniques, from which two are presented in this contribution. Analyses are based on functionally extended Delta parallel robots with rotational actuation, whereas the approach is applicable to any production line with potentially adaptable systems or workstations.

First, it is tried to reduce the configuration space by preceding analyses of mandatory requirements as resulting from parametric relations of the design parameters based on practical implementation, kinematic characteristics, and performance criteria. Solving the resulting constraint satisfaction problem, the initial intervals for the design parameters are drastically reduced by preliminary considerations and analyses only before starting the actual optimization procedure. At the same time, the solution space is reduced without discarding viable candidates based on poor user experience.

Second, it is tried to enhance the performance of the initial formulation as so-called p-median problem (which was originally implemented in its standard formulation using Python™ and then solved with Gurobi Optimizer) by applying a column generation approach [4]. In this approach, the original binary integer programming problem is transformed to a relaxed problem and restricted to configuration subsets. Then, by iteratively adding variables of the model, computational efficiency may be improved while still solving optimally. The general approach is illustrated in Fig. 1.

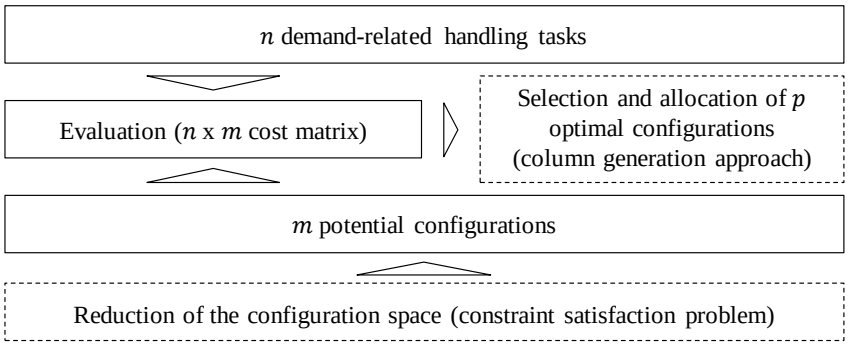


Fig. 1: Modeling and optimization approach

Acknowledgments

This work is supported by the German Academic Exchange Service (DAAD) with funds from the Federal Foreign Office (FFO).

Literature

[1] Multi-Annual Roadmap (MAR) for Horizon 2020, SPARC Robotics, euRobotics AISBL, Brussels, 2017.

[2] J. Brinker, M.E. Lübbecke, Y. Takeda, and B. Corves, "Optimization of the Reconfiguration Planning of Handling Systems based on Parallel Manipulators with Delta-Like Architecture", *IEEE Robotics and Automation Letters*, additionally selected by CASE'17 Program Committee for presentation at the conference, 2017.

[3] R. Clavel, "Conception d'un robot parallèle rapidé à 4 degrés de liberté", Ph. D. thesis, EPFL, Lausanne, 1991.

[4] J. Desrosiers and M.E. Lübbecke, "A Primer in Column Generation", in: Desaulniers G., Desrosiers J., Solomon M.M. (eds), *Column Generation*, Springer, Boston, MA, 2005.

Vergleich von Motion-Cueing Algorithmen anhand von Ergebnissen aus Probandentestfahrten am LMR Robocoaster Motion Simulator

Sebastian Röttgermann*, Duc An Pham*, Francisco Geu Flores*, Andrés Kecskeméthy*

* Lehrstuhl für Mechanik und Robotik, Universität Duisburg-Essen, Duisburg, Deutschland

Kurzfassung

Bewegungssimulatoren werden immer beliebter als bezahlbare Systeme für Pilotentraining sowie die Untersuchung der menschlichen Bewegungswahrnehmung. In den vergangenen Jahren wurde eine neue Generation von Fahrsimulatoren basierend auf seriellen Robotern entwickelt, um zum einen die Systemkosten zu reduzieren und zum anderen die Qualität der Simulation zu optimieren. Serielle Roboter bieten entgegen herkömmlicher, auf Parallelplattformen basierenden Bewegungssimulatoren einen größeren Arbeitsraum, mit dem ein größeres Spektrum an Möglichkeiten zur Bewegungsdarstellung einhergeht. Ein entsprechendes Beispiel hierfür sind Simulationsvorgänge, die Überkopfbewegungen beinhalten. Nichtsdestotrotz können unter Benutzung von seriellen Robotern – ebenso wie bei Simulatoren basierend auf Parallelplattformen – die Zielbewegungen nicht immer exakt nachgestellt werden. In diesen Fällen werden sogenannten Motion Cueing Algorithmen (MCA) verwendet. Diese dienen dazu, Simulatorbewegungen zu generieren, die einerseits ein möglichst realitätsgetreues Empfinden der Beschleunigungen beim Passagier hervorrufen und andererseits innerhalb des Simulatorarbeitsraumes auf Positions-, Geschwindigkeits- und Beschleunigungsebene bleiben.
Das Ziel von MCA im Zusammenhang mit Bewegungssimulatoren ist es, Bewegungen zu generieren, die sich so realistisch wie möglich für den Passagier anfühlen. Jedoch führen ein fehlendes Verständnis des menschlichen Wahrnehmungssystems, die eingeschränkten Arbeitsräume der Simulatoren sowie die unterschiedlichen Wahrnehmungsschwellenwerte zu falschen Bewegungsreizen, welche Simulatorübelkeit hervorrufen können. Die falsche Bewegungswahrnehmung und das damit einhergehende Unwohlsein liegen in der Inkonsistenz zwischen Bewegung und visueller Information begründet. Aufgrund dessen stellt die Auswahl und Parametrisierung von geeigneten Motion Cueing Algorithmen eine Herausforderung dar.
Alle aktuellen Motion Cueing Algorithmen benutzen die sogenannte “Tilt-Coordination”-Technik, um den gleichbleibenden Beschleunigungsanteil der Bewegung zu simulieren. Weiterhin wird diese Technik ebenso dazu genutzt, um die translatorische Bewegung der hochfrequenten Beschleunigungsanteile darzustellen. Die “klassischen Washout Filter” bestehen sowohl aus einem linearen Hochpassfilter als auch einem Tiefpassfilter, welche offline mittels Trial-and-Error Verfahren eingestellt werden. In kommerziellen Simulatoren ist dieser aufgrund seiner einfachen Eigenschaften der am weitesten verbreitete MCA [1]. Der sogenannte “adaptiven Washout Filter” [6–9] ist ein klassischer Washout Filter, dessen Parameter systematisch in Echtzeit mittels Minimierung einer Kostenfunktion unter Verwendung des Gradientenverfahren aktualisiert werden. Obwohl diese Methode die Anzahl der falschen Bewegungsreize minimiert, hängt die Stabilität des Algorithmus stark von den ausgewählten Parametern ab [5]. Der sogenannte “optimale MCA”, vorgestellt durch Sivan, et al. [10] und später verbessert durch Reid und Nahon sowie Wu und Telban [4], nutzt Washout-Filter-Modelle höherer Ordnung um die erzeugte Bewegungsvorgabe an die Zielbewegung mittels Methoden der optimalen Steuerung anzupassen. Ein weiterer “optimaler MCA” wurde von Romano und Zywiol [3] präsentiert und mit optimierten Filterparametern von Tändl und Kecskeméthy [2] genutzt. Dieser Algorithmus unterscheidet sich von dem durch Sivan, et al. [10] entwickelten darin, dass er sich lediglich darauf fokussiert, die Tracking-Problematik im Offline-Modus zu lösen, indem eine passende Kombination von linearer Beschleunigung und Neigungswinkel gefunden wird, um die Zielgröße der spezifischen Kraft so realistisch wie möglich abzubilden. Dies führt dazu, dass eine geringe Anzahl an Einstellparametern als bei den anderen, zuvor erwähnten Algorithmen benötigt wird. In letzter Zeit wurden Verfahren der modellprädiktiven Regelung (model predictive control, MPC) als MCA genutzt. Dies ermöglicht nicht nur die Arbeitsraumbegrenzungen des Simulators zu betrachten, sondern ebenfalls die Schwellwerte der Bewegungswahrnehmung zu berücksichtigen.
In einer vorhergehenden Arbeit [11], wurden anhand einer Beispielbewegungsvorgabe für ein Achterbahnteilstücks in Form einer S-förmige Kurve alle aktuell existierenden Motion Cueing Algorithmen (klassisch, adaptiv, optimal und modellprädiktive Regelung, alle gut abgestimmt) im Hinblick auf objektive Kriterien numerisch miteinander verglichen. In diesem Beitrag wird eine objektive numerische Bewertung des Bewegungsempfindens mit den Ergebnissen einer Probandenstudie mit einer Stichprobengröße von 50 Personen, die zufällig ausgewählte Bewegungsvorgaben bewertet haben, verglichen. Durch den Vergleich wird aufgezeigt, welche objektiven Qualitätskriterien sich in der subjektiven Bewertung wiederfinden und welche nicht, und woraus Rückkopplungen über signifikante Einflüsse in der Beurteilung von Bewegungen gewonnen werden, die sich für zukünftige Verbesserungen von Bewegungssimulationen verwenden lassen.

Literatur

[1] Giordano, P. R. and Masone, C. and Tesch, J. and Breidt, M. and Pollini, L. and Bülthoff, H.H.: *A novel framework for closed-loop robotic motion simulation Part II: Motion cueing design and experimental validation*. Robotics and Automation (ICRA), 2010 IEEE International Conference on, pages 3896–3903, 2010

[2] Kecskeméthy, A. und Tändl, M., *Physiologisch optimierte Interfaces für die hochdynamische Bewegungsgenerierung in physikalischen Simulatorsystemen*, Lab of Mechanics und Robotics, University of Duisburg Essen, Technical report, 2009

[3] Zywiol, H. J. and Romano, R.: *Motion Drive Algorithms and Simulator Design to Study Motion Effects On Infantry Soldiers*, Driving Simulation Conference, North America 2003 (DSC-NA 2003), 2003

[4] Telban, R. J. and Cardullo, F. M.: *Motion Cueing Algorithm Development: Human-Centered Linear and Nonlinear Approaches*, NASA/CR-2005-213747, 2005

[5] Nahon, M. A. and Reid, L. D.: *Simulator motion-drive algorithms–A designer's perspective*, Journal of Guidance, Control, and Dynamics, Vol. 13, No. 2, pages 356–362, 1990

[6] Nehaoua, L. and Mohellebi, H. and Amouri, A. and Arioui, H. and Espié, S. and Kheddar, A.: *Design and control of a small-clearance driving simulator*, Vehicular Technology, IEEE Transactions, Vol. 57, No. 2, 736–746, 2008

[7] Parrish, R. V. and Dieudonne, J. E. and Martin Jr, D. J.: *Coordinated adaptive washout for motion simulators*, Journal of Aircraft, Vol. 12, No. 1, pages 44–50, 1975

[8] Reid, LD and Nahon, MA, *Flight Simulation Motion-base Drive Algorithimns: Part 1 Developing and Testing the Equations*, Institute for Aerospace Studies, Toronto University, 1985

[9] Schweig, S. and Kammers, H.: *Bewegungssteuerung eines RoboCoaster Kuka Roboters zur Ride Simulation mit Hilfe von Washout Filtern*, University of Duisburg Essen, Project Report, Duisburg, Germany, 2011

[10] Sivan, R. and Ish-Shalom, J. and Huang, J.: *An optimal control approach to the design of moving flight simulators*, Systems, Man and Cybernetics, IEEE Transactions on, Vol. 12, No. 6, pages 818–827, IEEE 1982

[11] Pham, D. A. and Roettgermann, S. and Kecskeméthy, A.: *Optimal Motion Cueing Algorithm Selection and Parameter Tunig for Sickness-Free Robocoaster Ride Simulations*, Proceedings of the Third MeTrApp Mechanisms, Transmissions and Applications Conference 2015, 06.-08. Mai 2015, Aachen, 2015

Identification of Joint Clearances in Parallel Robots by Using Embedded Sensors

M. OHNO B.Sc., Prof. Dr. Eng. Y. TAKEDA, Tokyo Institute of Technology, 176-0023 Meguro-ku, Tokyo, Japan,
ohno.m.ad@m.titech.ac.jp

Abstract

DELTA robots are the most famous parallel robots and usually used as a high speed pick-and-place machines with purely translational degrees-of-freedom. In parallel robots, most of the joints are generally passive joints. A DELTA robot contains three identical kinematic chains. Each chain exhibits a spatial parallelogram with four passive spherical joints (Fig. 1). Manufacturing errors and with it wear cause excessive magnitude of clearance in the spherical joints, which results in non-ideal behavior. The resulting positioning inaccuracy of the end-effector can be reduced by a proper compensation of actuators' input trajectories. Therefore, it is important to achieve an accurate estimation of the joint clearances. The status of passive joints is difficult to monitor. However, it is known that when the joint elements collide, actuation torques are affected by the collision and thus vary depending on the state of motion [1]. Focusing on the collision of joints with clearance, this paper presents a method to judge, which joint in the robot has effective clearance by measurements of the actuation torques. A major challenge in this context is the selection of a suitable trajectory that allows for such identification. More specifically, a trajectory is considered suitable when solely one of the twelve passive joints collides and eventually the effects on the actuation torques are induced by the collision at only one single joint.

During the motion, the behaviors of joints with clearance in a parallel robot can be classified into two cases, in which the joint elements are constraint (sliding) or constraint-free (collision). The corresponding virtual link model (model b) and the constraint-free model (model c) are applied to assess on the occurrence of collisions in joints with clearance (Fig. 2). In contrast to ideal joints (no clearance, model a), in the virtual link model, the centers of joint elements are assumed to be connected by a link. The length of the virtual link then corresponds to the magnitude of the joint clearance. The condition, that forms the virtual link model, is that a tensile force occurs. In the constraint-free model, the joint is not constraint, i.e., no reaction force will be exerted. The condition, that forms the constraint-free model, is that the joint elements are separated. The flowchart of the analysis to determine, which joint elements collide is shown in Fig. 3. Accordingly, the aforementioned conditions are evaluated based on the dynamic modeling of the overall system performing a set of randomly selected

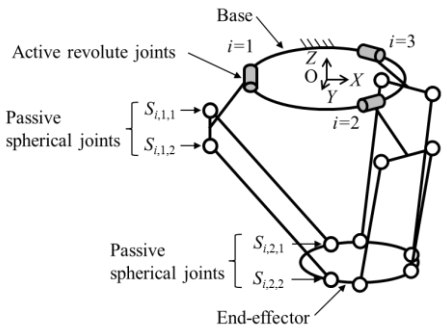


Fig. 1 The DELTA parallel robot used in the simulation and the experiment.

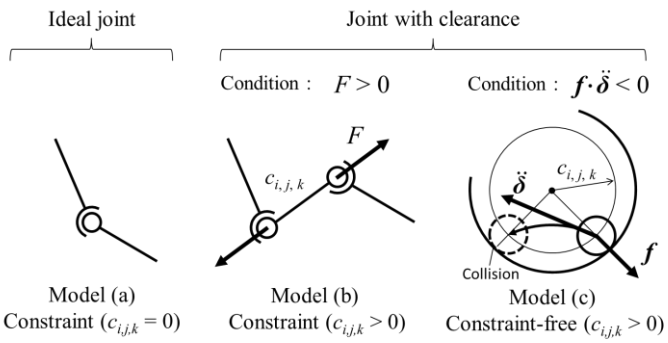


Fig. 2 Joint models. F and f stand for joint reactions in driving and stationary states. $\ddot{\delta}_{i,j,k}$ stands for relative acceleration of the joint.

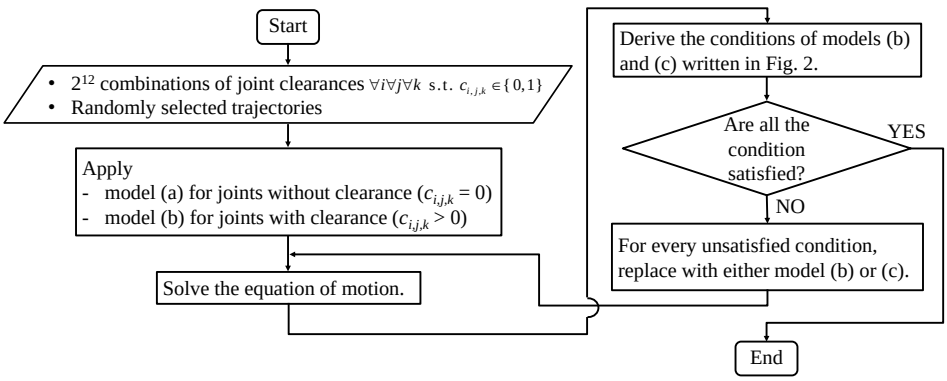


Fig. 3 The flowchart of the analysis to determine which joint elements collide.

trajectories. Therefore, in a first step, the equations of motion are derived for the ideal model (a) and the constraint model (b). Then, the conditions for models (b) and (c) are evaluated and adapted accordingly.

This simulation is successfully applied to the well-known DELTA parallel robot as shown in Fig. 1. In this context, all of combinations of presence or absence of joint clearances (2^{12} combinations) and randomly selected initial conditions of a given number of pick-and-place trajectories are taken into account. In order to select trajectories, which can detect the clearance at one specific spherical joint, a score was introduced based on the simulation results. The results of the scoring are shown in Fig. 4. As a simple example, a high score means that a collision occurs at $S_{1,1,1}$ while at all other joints no collisions occur. In contrast, a (close to) zero score means that collision does not occur exclusively at $S_{1,1,1}$ but also at some other joints or solely at other joints but not $S_{1,1,1}$. For the sake of brevity, the scoring for more complex assessments is not presented in this abstract. Fig. 4 exemplarily shows the scores for $S_{1,1,1}$. Accordingly, for several trajectories (given as initial conditions), the high score (indicated in blue) is reached. The results clearly demonstrate that there exist trajectories, where a collision occurs only at specific joint. Using these results, a single trajectory was optimally selected for a successful detection of joint clearances at each spherical joint by the nearest point search.

Two experiments were conducted to validate the simulation results. In the first experiment, only ideal joints are taken into account. In the second experiment, joints with clearances in accordance with Fig. 5 (white bars) are deployed. Using the previously selected trajectories, the actuators' current values were measured. Then, the anomaly score [2] was defined with reference to the current value of the first experiment, in which all of the spherical joints are ideal. The score increases with the current value fluctuating from the value in case of using ideal joints (Fig. 5). As shown in the results, properly assuming the threshold of anomaly scores, three out of four joint clearances can be detected. While the predictability should be improved, experimental investigation showed that the presence of joint clearance can successfully be identified using the selected trajectories.

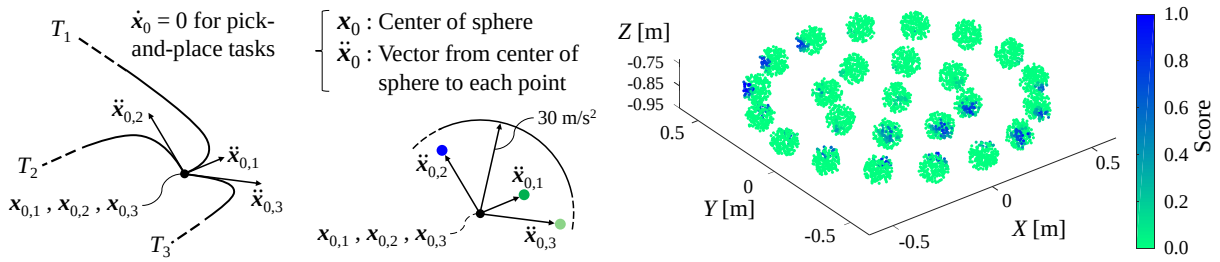


Fig. 4 Initial conditions of trajectories scored to detect the specific spherical joint clearance (here $S_{1,1,1}$). The acceleration space for each position is expressed in the position space at a dimensional scale of 0.003 m to 1 m/s².

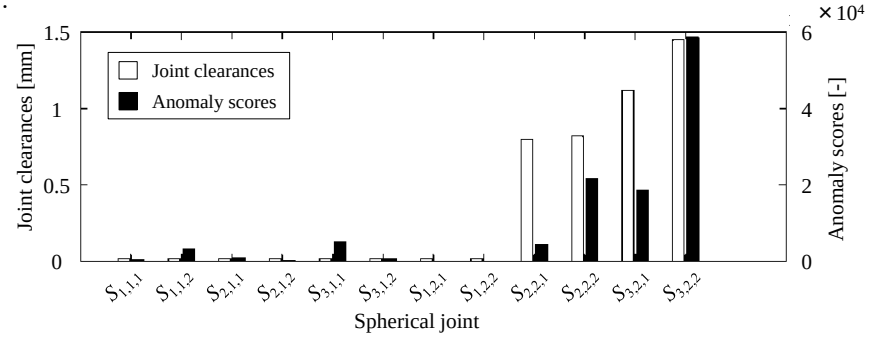


Fig. 5 The clearances of spherical joints used in the experiment and the anomaly scores on each trajectory calculated from the experimentally measured current value.

References

[1] P. Flores et al., A study on dynamics of mechanical systems including joints with clearance and lubrication, *Mechanism and Machine Theory* Vol.41 (2006), pp.247–261.

[2] V. Chandola, A. Banerjee, V.Kumar, "Anomaly detection: A survey," (2009), ACM Computing Surveys 41 (3): 1.

Acknowledgments

This work was in part carried out during the stay of the first author at the Institute of Mechanism Theory, Machine Dynamics and Robotics (IGMR) at RWTH Aachen University from October to December 2017.

The authors would like to thank the members of IGMR; in particular, Univ.-Prof. Dr.-Ing. B. Corves, director of the department, and Mr. J. Brinker. This work is supported by the German Academic Exchange Service (DAAD) with funds from the Federal Foreign Office (FFO).

Beeinflussung des Gelenkspiels ebener Koppelgetriebe mit Hilfe des modulbasierten Analyse-Synthese-Parameter-Abgleichs

Influencing bearing clearance of planar linkages using a module based analysis-synthesis-parameter-adjustment

Stefan Heinrich M.Sc., Prof. Dr.-Ing. Maik Berger, Technische Universität Chemnitz, Professur für Montage- und Handhabungstechnik (MHT), 09126 Chemnitz, Deutschland, stefan.heinrich@mb.tu-chemnitz.de

Kurzfassung

Heutige Arbeitsmaschinen arbeiten meist mit hybriden Antriebssystemen, bei welchen versucht wird, mechatronische Antriebskonzepte umzusetzen. Dennoch gibt es vor allem im Verarbeitungs- und Textilmaschinenbau Anforderungen, die zu rein mechanischen Antriebslösungen führen. Die dabei meist eingesetzten vielgliedrigen Koppelgetriebe zeichnen sich vor allem durch eine hohe dynamische Belastbarkeit aus und arbeiten meist in Drehzahlbereichen, bei denen eine rein kinetostatische Betrachtung heutzutage nicht mehr ausreicht. Aus diesem Grund ist es notwendig, die kinetischen Randbedingungen und Analysegrößen bereits während der Synthese abzubilden. Ein solch ganzheitlicher Ansatz wurde an der Professur MHT der TU Chemnitz in den vergangenen Jahren entwickelt und in den Veröffentlichungen [1–3] als ein modulbasierter Analyse-Synthese-Parameter-Abgleich in Systemsimulatoren (wie ITI SimulationX) vorgestellt. Für Antriebssysteme mit hoher kinetischer Energie und großen auftretenden Schwerpunktbeschleunigungen bietet Dresig [4] Ansätze zur Modellbildung. Eine wichtige Voraussetzung für solche Untersuchungen ist jedoch eine möglichst genaue Kenntnis der Masseparameter des betrachteten Koppelgetriebes. Hierzu zählen die Schwerpunktlagen, Massen und Massenträgheitsmomente der einzelnen Getriebeglieder. Auf der vergangenen IFToMM DACH Konferenz in Chemnitz 2017 [5] wurden Ansätze vorgestellt, diese ebenfalls während der Synthese abzubilden. Der Beitrag beschäftigt sich nun mit den Möglichkeiten, die sich aus dem erstmals ganzheitlichen Ansatz innerhalb eines Systemsimulators ergeben. Dabei liegt der Fokus auf der Beeinflussung des Lagerspiels, welches in Form von Pendelschwingungen auftritt. Diese Pendelschwingungen führen zu einer Kraftüberhöhung und können durch die Synthese aktiv beeinflusst werden. Weiterführend existiert ein Kriterium nach Earles und Wu [6], welches die Beurteilung des Lagerspiels bezogen auf die Wahrscheinlichkeit des Kontaktverlustes und somit auftretenden Spielstoßes im Lager ermöglicht. Mit Hilfe des ASPA gelingt es nun, dieses Kriterium während der Synthese abzubilden. An einem Beispiel zeigt der Beitrag, dass die Gefahr für Spielstoß in einem Gelenk mit Hilfe dieses Kriteriums minimiert werden kann. Im ersten Schritt wird demonstriert, wie die Modellierung mit der neu entwickelten modularen Synthesebibliothek in SimulationX erfolgt. Die erstellten Module und deren Algorithmen lassen sich dabei auch in andere Programmumgebungen implementieren, beispielsweise Matlab. Aufbauend auf einem, mit der Synthese verknüpften Analysemodell nach VDI Richtlinie 2729, zeigt der Beitrag die Bildung von Submodellen zur Berücksichtigung zusätzlicher Freiheiten. Diese sind notwendig für die Modellierung von Lagerspiel. Die Ansätze zur Abbildung der Masseparameter ermöglichen anschließend eine Optimierung des Gesamtmodells hinsichtlich der Minimierung von Lagerspiel und der Gefahr von Spielstoß.

Literatur

[1] Heinrich, S. und Berger M.: *Ein Beitrag zur ganzheitlichen Getriebesynthese für dynamisch stark beanspruchte Mechanismen*. Tagungsband zum 11. Kolloquium Getriebetechnik (S. 43-71), Garching, 2015, ISBN 978-3-7375-6497-7

[2] Heinrich, S. und Berger M.: *New concept of continuously interactive analysis-synthesis-parameter-adjustments (ASPA) for nonlinear drive assemblies*. 8. ITI Symposium, Dresden, 09.11.-11.11.2015

[3] Heinrich, S. und Berger M.: *Holistic modular multilayer synthesis of planar linkages using parameterized mass properties*. Computational Kinematics - Proceedings of the 7^{th} International Workshop on Computational Kinematics, P. 457 - 464, Poitiers France, 22.-24.05.2017, ISBN: 978-3-319-60866-2

[4] Dresig, H.: *Schwingungen mechanischer Antriebssysteme*. Berlin, Heidelberg, Springer, 2014. ISBN: 978-3-642-24116-1

[5] Heinrich, S. und Berger M.: *Effiziente Ermittlung parametrisierter Masseparameter im Kontext der Mehrlagensynthese*. IFToMM DACH Konferenz 2017 - Vortrag, Technische Universität Chemnitz, 15.02.2017, URL: http://duepublico.uni-duisburg-essen.de/servlets/DocumentServlet?id=43400 (eingesehen am 20.11.17)

[6] Earles, S.W.E. und Wu, C.L.S.: *Predicting the occurence of contact loss and impact at a bearing from a zero-clearance analysis*. Proceedings of the 4th World Congress on the Theory of Machines an Mechanims, Band 4 IFToMM, 1975 (4th), S. 1013-1018

Fortschritte bei der Numerischen und Experimentellen Kalibrierung von Magnetlagern

Johannes Maierhofer M.Sc., Technische Universität München, Lehrstuhl für Angewandte Mechanik, j.maierhofer@tum.de
Dr. Thomas Thümmel, Technische Universität München, Lehrstuhl für Angewandte Mechanik, thuemmel@tum.de
Prof. Dr. Daniel Rixen, Technische Universität München, Lehrstuhl für Angewandte Mechanik, rixen@tum.de

Kurzfassung

Die Magnetlagertechnik ist ein bereits über mehrere Dekaden etabliertes mechatronisches Maschinenelement zur berührungsfreien Lagerung von Rotoren. [3] Das Einsatzgebiet erstreckt sich auf die unterschiedlichsten Typen von Hochleistungsmaschinen. Auch in der Forschung spielen die Magnetlager eine wichtige Rolle. So kann beispielsweise das Stabilitätsverhalten von Dichtungen mittels Anregung durch Magnetlager näher untersucht werden [5]. SCHWEITZER gibt 2009 in einem Artikel [2] auf der IUTAM Symposium on Emerging Trends in Rotor Dynamics einen Überblick welche Themen in der Rotordynamik mit der Verbindung von aktiven Magnetlagern noch offen sind. Dabei stehen unter anderen zwei Punkte im Fokus: *Smart Machines* und *Advanced Applications*. Bei den *Advanced Applications* deutet SCHWEITZER unter anderem die Verwendung von AMBs in Kernkraftwerken, Flugzeugen und weiteren Tiefseeanwendungen an. Bei den *Smart Machines* geht es darum, dass die Informationen aus den vorhandenen Sensoren extensiv genutzt werden. Dadurch können sich derartige Systeme selbst überwachen, selbst kalibrieren und auch Fehler kompensieren. Dies entspricht auch dem aktuellen Trend der Industrie 4.0. Um dies zu ermöglichen ist es nötig neben der realen Maschine ein möglichst exaktes Softwaremodell zu haben.
Als Beispielapplikation soll das Magnetlagers als virtueller Kraftsensor in ein modellbasierte Monitoring integriert werden. Der Lehrstuhl für Angewandte Mechanik entwickelte bereits über einer längeren Zeitraum Lösungsansätze zum modellbasierten Monitoring von Rotorsystemen. [4] Der bisherige Stand der Technik ist es, zur Berechnung der wirkenden Kraft aus Strom und Position des Lagerzapfens die linearisierten Näherungsgleichungen, wie sie in [3] gezeigt werden, zu verwenden. Dabei werden jedoch die geometrischen Verhältnise nur unzureichend abgebildet, sowie ein lineares Materialverhalten vorrausgesetzt. Das Ziel soll es sein, aus den geometrischen Daten ein gutes Modell abzuleiten, das durch einfache Kalibriervorgänge auf fertigungsbedingte Fehler am realen Lager eingestellt werden kann. Dieser Artikel soll dazu einen Einblick in die laufenden Tätigkeiten am Lehrstuhl für Angewandte Mechanik geben. Es stehen dazu zwei baugleiche Magnetlager zur Verfügung, die gemeinsam einen Rotorprüfstand bilden. Diese Lager sollen exemplarisch für die Methoden zur experimentellen Validierung herangezogen werden.

Grundlagen Die erste Maxwellsche Gleichung ist eine allgemeine Formulierung des Durchflutungsgesetzes. [1]

$$\vec{\nabla} \times \vec{H} = \vec{j} + \frac{\partial \vec{D}}{\partial t}. \tag{1}$$

Der vorliegende Artikel soll lediglich eine statische Berechnung der Magnetkräfte beschreiben. Für die Betrachtung eines zeitunabhängigen Magnetfeldes gilt folglich $\frac{\partial \vec{D}}{\partial t} = 0$. Eine weitere Größe, die benötigt wird, ist das *magnetische Vektorpotential* $\vec{A}$. Dies ist definiert als die Rotation der magnetischen Flussdichte, $\vec{B} = \mathrm{rot}\vec{A}$. Ist das Vektorpotential $\vec{A}$ bekannt, so lässt sich daraus auch die Flussdichte $\vec{B}$ eindeutig ableiten. Für die Lösung ist eine weitere Anforderung an das Vektorpotential erforderlich. Für statische Probleme wird dabei häufig die sogenannte *Coulomb-Eichung* herangezogen [1]:

$$\vec{\nabla} \cdot \vec{A} = 0. \tag{2}$$

Für den Fall des stationären Magnetfeldes ist das magnetische Vektorpotenzial divergenzfrei. Die vektorielle Gleichung kann damit vereinfacht werden zu:

$$-\vec{\nabla} \cdot \left(\frac{1}{\mu} \vec{\nabla} A \right) = j. \tag{3}$$

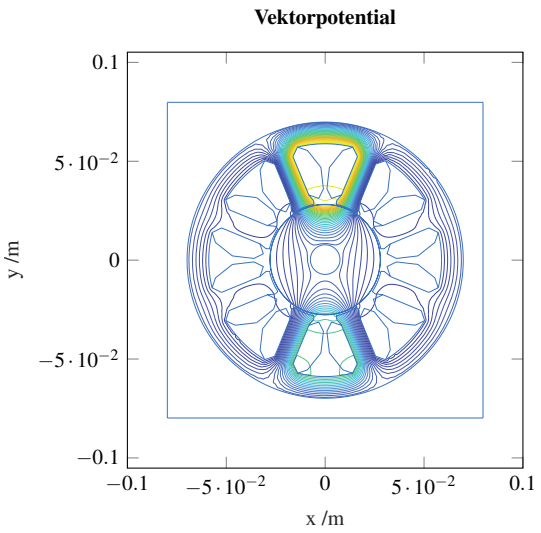
Damit sind die Koeffizienten der elliptischen partiellen Differentialgleichung (3) mit Dirichletbedingung am Gebietsrand vollständig definiert.

Simulation Die Magnetfeldsimulation des Lagers wird als zweidimensionale Simulation mit der MATLAB PDE-Toolbox durchgeführt. Dazu wird die Geometrie des Lagers implementiert und den einzelnen Flächen die entsprechenden Koeffizienten der Differentialgleichung unter Berücksichtigung der Materialeigenschaften zugewiesen. Anschließend wird die Vernetzung und die Lösung der DGL über den FEM Ansatz vorgenommen. Daraus wird die im Feld gespeicher-

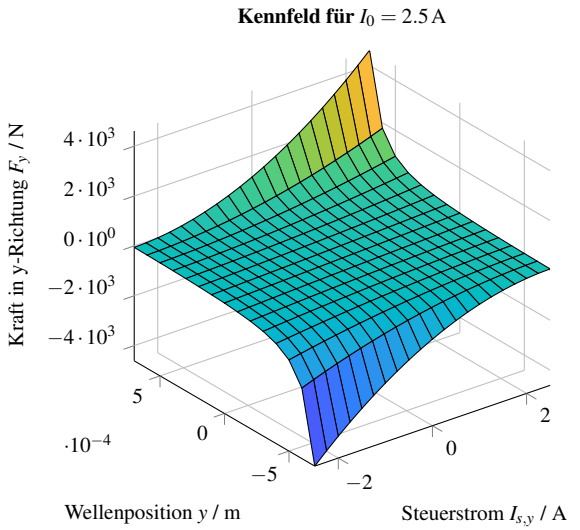
te Energie berechnet und der Lagerzapfen um ein kleines δ verschoben. Die Verschiebung erfolgt derart, dass sich die Topologie des Netzes nicht verändert. Es erfolgt wieder die Lösung des Vektorpotentials und wieder die Berechnung der Energie. Die Kraft berechnet sich dann aus dem einfachen Ansatz:

$$F = \frac{W_1 - W_2}{\delta} \tag{4}$$

Die Größe der Verschiebung δ wurde durch eine Testreihe ermittelt und für die gesamte Untersuchung konstant gehalten.



(a) Geometrie des Lagers mit eingezeichneten Isolinen des Vektorpotentials für eine Verschiebung des Lagerzapfens in y-Richtung. Der Steuerstrom in der oberen Spule ist positiv gewählt.



(b) Kennfeld für $I_0 = 2.5\,\mathrm{A}$. Wellenposition $y = -0.7\,\mathrm{mm}$ bis $0.7\,\mathrm{mm}$ mit $\Delta y = 0.1\,\mathrm{mm}$ und Steuerstrom der beiden Elektromagnete für die Kraft in y-Richtung $I_{S,y} = -2.5\,\mathrm{A}$ bis $2.5\,\mathrm{A}$ mit $\Delta I = 0.25\,\mathrm{A}$.

Das in Abbildung 1b dargestellte Kennfeld beschreibt die Kraft in y-Richtung über die verschiedenen Kombinationen aus y-Positionen sowie der verschiedenen Ansteuerströme auf dem y-Polpaar. Dabei wurde ein lineares Materialverhalten angesetzt. Es können deutlich die zum Rand hin zunehmenden Nichtlinearitäten durch die geometrische Anordnung erkannt werden.

Experimenteller Abgleich Um die errechneten Kennfelder zu validieren, wurde ein spezieller Prüfstand aufgebaut. Dieser ermöglicht es statisch den Lagerzapfen im gesamten Arbeitsbereich des Magnetlagers zu positionieren. Mittels einer 6-Freiheitsgrad-Kraftmessplattform, die sowohl in einer Ausführung mit Dehnmessstreifen als auch mit Piezokristallen zur Verfügung steht, werden dann die Kräfte ermittelt, die sich für eine Kombination aus Strom und Position ergeben. Erste Ergebnisse zeigen eine gute Übereinstimmung.

Ausblick In den nächsten Schritten sollen weitere Effekte aus der Magnetostatik miteinbezogen werden. Es werden Versuche zur Ermittlung der Hysteresekurve des Ferromagnetischen Materials angestrebt. Auch soll das dynamische Verhalten des Systems im Frequenzbereich untersucht werden. Anschließend soll der Einsatz im Prüfstand zu Monitoringzwecken erarbeitet werden.

Literatur

[1] Günther Lehner. *Elektromagnetische Feldtheorie*. Springer-Verlag GmbH, 2011.

[2] Gerhard Schweitzer. “Applications and Research Topics for Active Magnetic Bearings”. In: *IUTAM Symposium on Emerging Trends in Rotor Dynamics: Proceedings of the IUTAM Symposium on Emerging Trends in Rotor Dynamics, held in New Delhi, India, March 23 - March 26, 2009*. Ed. by K. Gupta. Dordrecht: Springer Netherlands, 2011, pp. 263–273.

[3] Gerhard Schweitzer, Alfons Traxler, and Hannes Bleuler. *Magnetlager - Grundlagen, Eigenschaften und Anwendungen berührungsfreier, elektromagnetischer Lager*. Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag, 2013.

[4] Thomas Thümmel et al. “Unterscheidung verschiedener Fehlerarten beim modellbasierten Monitoring”. In: *Tagungsband SIRM* (2015), pp. 1–4.

[5] Christian Wagner et al. “Prediction of Instability in Rotor-Seal Systems using Forward Whirl Magnetic Bearing Excitation”. In: *Technische Mechanik* 37.2-5 (2017), pp. 358–366.

Einführung eines innovativen Übungskonzepts zur Ergänzung von Robotik-Vorlesungen
Introduction of an innovative exercise concept for supplementation of robotic lectures

M. Schmitz M.Sc. RWTH, Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. B. Corves, Prof. Dr.-Ing. M. Hüsing, RWTH Aachen University, Institut für Getriebetechnik, Maschinendynamik und Robotik, 52062 Aachen, Deutschland, schmitzm@igmr.rwth-aachen.de

Kurzfassung

Im Rahmen des neuen Studiengangs „Master of Robotic Systems Engineering“ [1] der RWTH Aachen wird das bestehende Robotik-Modul des IGMR überarbeitet und ausgebaut. In Zukunft sollen zwei neue Module „Robotic Systems“ (kurz: RS) und „Advanced Robotic Kinematics and Dynamics“ (kurz: ARKaD) entwickelt werden. Die Inhalte müssen folglich zielführend aufgeteilt werden, um den Studierenden die Grundlagen der Robotik nahezubringen und die notwendigen Kompetenzen zu vermitteln.

Dabei stellt das Modul RS eine einleitende, Praxis orientierte Vorlesung für den Masterstudiengang dar. Kernfrage der Modul-Übung ist: Wie nehme ich ein robotisches System in Betrieb? Das Modul ARKaD hingegen stellt den theoretischen Einstieg in die Robotik dar und behandelt Elemente von der „Denavit-Hartenberg-Notation“ über „Inverse Kinematik“ bis hin zur „Trajektorien-Planung“. Die Aufteilung der Lehrinhalte auf zwei Vorlesungen stellt unterschiedliche Anforderungen an die Übungskonzepte.

Im Rahmen der Übung RS sollen den Studierenden Kompetenzen für die Inbetriebnahme von robotischen Systemen vermittelt werden. Dazu wird im Rahmen einer Projektaufgabe ein mechatronischer Zwei-Finger-Greifer schrittweise entwickelt. Durch den Übungsverlauf, der an die VDI 2206 [2] angelegt ist, werden die Entwicklungsschritte des mechatronischen Greifers vorgegeben. In den drei Hauptschritten „Kinematik-Synthese“, „Greifer-Konstruktion“ und „mechatronische Steuerung und Regelung“ sollen sich die Studierenden zum einen mit der Handhabungsaufgabe auseinandersetzen und zum anderen die Kompetenz erlangen, Komponenten eines robotischen Systems in Betrieb zu nehmen. Wesentlicher Bestandteil der Entwicklung des neuen Übungskonzepts ist dabei die Ausarbeitung eines Baukastens, der die Anforderungen an Kosten, Skalierbarkeit oder Variantenreichtum erfüllt. Weiterhin sollen Mikrocontroller in den Übungsbetrieb integriert werden, um auf deren Basis die Ansteuerung von Schrittmotoren und Sensorik zu vermitteln.

Folglich sollen innerhalb der Übung ARKaD die in der Vorlesung vermittelten Kenntnisse angewandt werden. Dazu gehört bspw. die Beschreibung des Zustands eines robotischen Systems oder die Berechnung von dynamischen Größen zur Auslegung der Aktuatorik. Weiterhin könnte auch die Berechnung einer Trajektorie eine zu lösende Aufgabe darstellen. Die Problematik bei Aufgabenstellungen dieser Art ist, dass die Studierenden weitestgehend auf die Verwendung von einfachen graphischen Taschenrechnern eingeschränkt werden. Dies hat zur Folge, dass schon einfache Berechnungen im Kontext der Robotik einen Umfang erreichen, der händisch nur mit enormem Zeitaufwand gelöst werden kann. Beispielsweise werden zur Berechnung einer Transformationsmatrix vom Basis-Koordinatensystem zum End-Effektor-Koordinatensystem entlang einer kinematischen Kette mehrere Matrixmultiplikationen von 4x4 Matrizen durchgeführt. Die Berechnung einer Drehmatrix aus Euler-Winkeln oder Quaternionen stellt ein weiteres Beispiel dar, welches durch mehrfache Matrixmultiplikationen gekennzeichnet ist. Diese grundlegenden Methoden können ohne den Einsatz von Computern und entsprechender Software nur sehr eingeschränkt in einer begrenzten Zeit (Klausur, Übung) berechnet werden. Weiterführende Methoden sind sogar vollständig von der händischen Berechnung ausgeschlossen. Der Fokus der zu vermittelnden Kompetenzen des Moduls sollte nicht auf einer zügigen Matrixmultiplikation liegen.

Um den Studierenden die Kompetenzen vermitteln zu können, die bei der Berechnung von Kinematik und Dynamik robotischer Systeme relevant sind, wird ein Übungskonzept entwickelt, welches auf dem Einsatz von Computern und der Software MATLAB basiert. So können sowohl Übung als auch Klausur über die einfachen mathematischen Prinzipien der Matrixmultiplikation hinausgehen. Ein wesentlicher Vorteil und zugleich eine Notwendigkeit für den Einsatz eines derartigen Systems ist die automatisierte Evaluation eines bearbeiteten Code-Abschnitts. Bei der Erstellung der Aufgaben wird dazu mindestens ein Testwertebereich für die zu programmierende Funktion erstellt. Nach Bearbeitung und Abgabe einer Aufgabe werden diese Testwerte als Input in die Funktion gegeben und entsprechend mit den zu erwartenden Ergebnissen abgeglichen.

Die elektronische Evaluation von generierten Codes wird bereits in der Lehre der Softwareentwicklung eingesetzt [3,5,6]. Des Weiteren existiert bereits eine Umgebung der Firma MathWorks um MATLAB-Aufgaben aufzustellen und diese automatisiert auszuwerten („MATLAB Cody Coursework“) [6]. Verwendet wird diese Plattform beispielsweise vom Online-Robotik-Kurs „Introducing Robotics: Making Robots Move“ [7], der an der Queensland University of Technology entwickelt wurde und auf der digitalen Online-Plattform „FutureLearn“ [8] angeboten wird. Außerdem existieren Ansätze, um derartige Zusatzprogramm auf Online-Lernplattformen der Lehrinstitutionen einzubinden. Eine Möglichkeit

ist die Verwendung des freien objektorientierten Kursmanagementsystems und Lernplattform Moodle [9]. Da diese zum Ende des Jahres 2018 die bestehende Lernplattform L²P [10] an der RWTH Aachen ersetzen soll, wird auch im Rahmen des neuen Masterstudiengangs die Integration eines Zusatzprogramms in Moodle angestrebt.

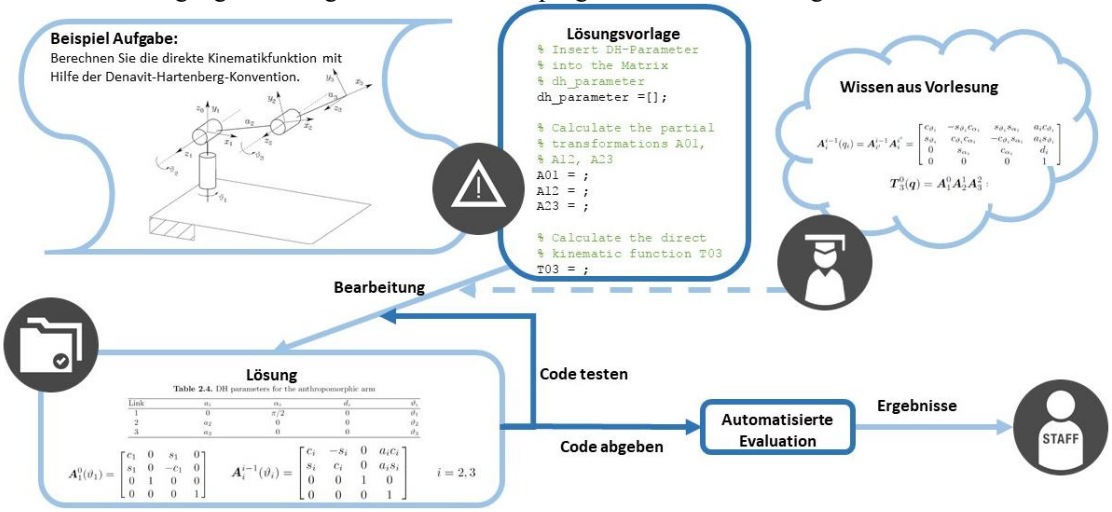


Abbildung: Integration der automatisierten Evaluation in den Aufgabenprozess

In der Abbildung wird das e-Test-Konzept an einer typischen Aufgabe aus der Robotik abgebildet. Eine wesentliche Neuheit im Vergleich zur konventionellen Bearbeitung von Aufgaben ist die vollständige Beantwortung der Aufgabe innerhalb der MATLAB Lösungsvorlage. Die Studierenden haben die Möglichkeit, ihre Ergebnisse vor der Abgabe zu überprüfen. Nach der Abgabe übernimmt der Computer die vollständige Auswertung und gibt direkt die Bewertungen aus.

Neben der automatisierten Evaluation von Klausuren am Ende eines Moduls, bietet Moodle die Möglichkeit, den Studierenden semesterbegleitend Übungen und e-Tests zur Verfügung zu stellen. Dadurch bietet sich neben der Automatisierung der Bewertung von Aufgaben auch die automatisierte Generierung von Aufgaben an. Am IGMR wurde dazu bereits die Umgebung Tool2Task entwickelt, die eine automatische Aufgabengenerierung für den Einsatz in der Getriebetechnik ermöglicht [11].

In Zukunft soll das Lehrkonzept der Übungen detailliert ausgearbeitet werden. Für die Übung des Moduls RS müssen dazu bestehende Baukastensysteme analysiert und eine Infrastruktur geschaffen werden, die den projektbezogenen Übungsbetrieb ermöglicht. Im Rahmen des Moduls ARKaD muss entsprechend ein Zusatzprogramm für die automatisierte Evaluation von MATLAB-Code integriert, die Aufgaben-Schemata der Robotik-Vorlesung analysiert und für den Einsatz in e-Tests angepasst werden.

Literatur

[1] International Academy RWTH Aachen: *Master of Robotic Systems Engineering*, Onlineauftritt: https://www.academy.rwth-aachen.de/en/education-formats/msc-degree-programmes/robosys, 15.11.2017

[2] Verein Deutscher Ingenieure: *VDI 2206 "Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme"*. Norm aus 2004

[3] Wangenheim, A.von: *Developing Programming Courses with Moodle and VPL*. Bookess Editora LTDA - ME, 2017. ISBN: 978-8-54-48028-9-2

[4] Trenas, M., Cózar, J, D. Gutierrez, E, Romero: *Use of a New Moodle Module for Improving the Teaching of a Basic Course on Computer Architecture*. IEEE Trans. Education, 2011.

[5] Center for Innovative Learning Technologies an der RWTH Aachen: *L2P (Moodle) e-Tests bequem erstellen und verwalten mit Respondus*, Blogeintrag aus (2014): http://www.cil.rwth-aachen.de/2014/05/26/l%C2%B2p-moodle-etests-bequem-erstellen-und-verwalten-mit-respondus/

[6] MathWorks: *MATLAB Cody Coursework*. Onlineauftritt: https://de.mathworks.com/academia/cody-coursework.html, 15.11.2017

[7] FutureLearn: *Online Course, Introduction Robotics: Making Robots Move:* https://www.futurelearn.com/courses/making-robots-move, 15.11.2017

[8] Futurelearn: *Online Lernplattform*, https://www.futurelearn.com/, 15.11.2017

[9] Moodle: eLearing Plattform. https://moodle.de/, 15.11.2017

[10] Center for Innovative Learning technologies an der RWTH Aachen: *Lehr- und Lernplattform L²P*. http://www.cil.rwth-aachen.de/services/l2p/, 15.11.2017

[11] Paris, J.; Hüsing M.; Corves B.: *Tool2Task – A software tool for automatic task generation in mechanism theory*, ISEMMS 2017, 2nd International Symposium on the Education in Mechanism and Machine Science, November 23 – 24 2017, Madrid, Spain, Springer Book (accepted, Book in the printing process and not yet published)

Nachgiebige Elemente für den Einsatz in Gassicherheitsventilen

Dipl.-Ing. René Uhlig, Univ.-Prof. Dr. Ing. habil. Lena Zentner, TU Ilmenau, Fachgebiet Nachgiebige Systeme, 98693 Ilmenau, Deutschland, rene.uhlig@tu-ilmenau.de;

Kurzfassung

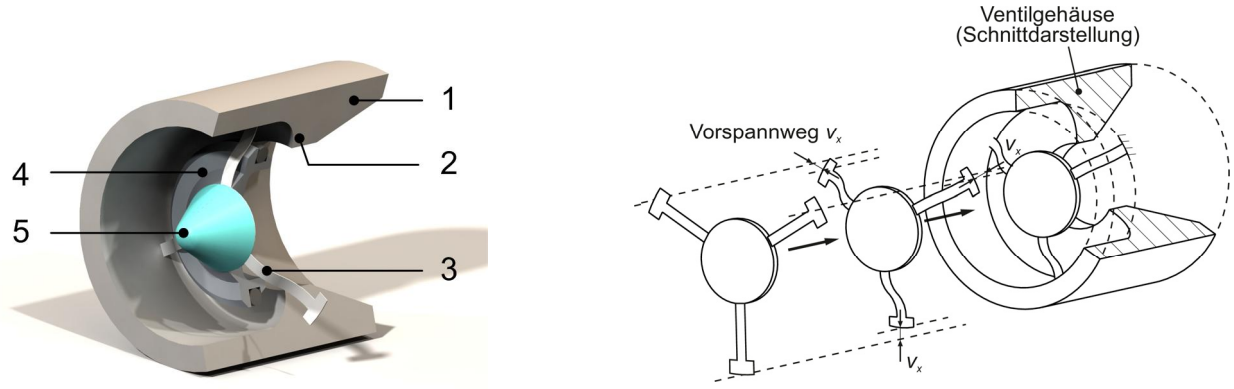
Der vorliegende Beitrag beschäftigt sich mit der Entwicklung eines Berechnungsmodells zur Dimensionierung nachgiebiger Elemente für den Einsatz in Gassicherheitsventilen (Gasströmungswächter). Basierend auf numerischen Simulationen in ANSYS® MECHANICAL wurde der Einfluss der Geometrie der nachgiebigen Elemente auf die resultierende Ventilkennlinie untersucht. Anhand der Simulationsergebnisse konnte ein Berechnungsmodell abgeleitet werden, auf dessen Basis die Dimensionierung der nachgiebigen Elemente erfolgen kann.

Gassicherheitsventile – nachfolgend GSV – sind passive Schutzvorrichtungen im Sinne der zivilen Sicherheit, die für den Einbau in Gasrohrleitungen vorgesehen sind. Der Einbau von GSV ist durch die TRGI [1] geregelt und ist bei Neuinstallationen zwingend vorgeschrieben. Die Funktionsweise des GSV beruht darauf, dass der Gasstrom bei unzulässig großer Durchströmung der Rohrleitung abgesperrt wird. Eine solche unzulässige Durchströmung kann auftreten, wenn eine Leckage in der Größenordnung der Querschnittsabmessungen der Rohrleitung vorliegt. Leckagen können beispielweise durch unbefugte Manipulationen (Gasdiebstahl, nicht fachgerechte Arbeiten) oder Beschädigungen der Gasleitung („Baggerangriff“, Feuer) verursacht werden.

Herkömmliche GSV [3] bestehen aus einem Verschlusskörper, der bei unzulässig großem Volumenstrom (infolge eines Druckabfalls in einem dem Ventil nachfolgenden Rohrabschnitt) entgegen einer Feder in den Ventilsitz geschoben wird und den Gasstrom absperrt. Durch eine Überströmöffnung im GSV ist das Ventil in der Lage, selbsttätig wieder zu öffnen, nachdem die Beseitigung der Leckage erfolgt ist. Problematisch ist dabei jedoch, dass aufgetretene „Störungen“ meist unentdeckt bleiben und somit als potentielle Gefahrenquelle weiterbestehen.

Abhilfe wird durch eine neuartige Lösung [2] geschaffen. Durch die Verwendung nachgiebiger Elemente ist es möglich, die Linearführung des Verschlusskörpers und die Offenhaltefunktion der Feder in einer Komponente zu vereinen. Neben der Reduzierung des konstruktiven Aufwandes, lässt sich darüber hinaus ein bistabiles Schaltverhalten realisieren. Der Vorteil des bistabilen Schaltverhaltens besteht darin, dass das GSV nach dem „Auslösen“ verschlossen bleibt. Erst durch ein autorisiertes aktives Öffnen des Ventils (Gegendruck oder Aktuator) kann die Gasleitung wieder freigegeben werden. Der Gasversorger ist somit in der Lage, die Störungsursache zu ermitteln, bevor eine Freigabe erfolgt.

Der Aufbau des neuartigen GSV ist in Abbildung 1 (links) dargestellt. Der Verschlusskörper (4) ist über drei radial angeordnete und über den Umfang verteilte nachgiebige Aufhängungselemente (3) befestigt und gegenüber dem Ventilsitz (2) axial beweglich. Zur Realisierung des bistabilen Schaltverhaltens werden die Aufhängungselemente beim Einbau im Ventil vorgespannt (Vorspannweg v_x). Durch das Vorspannen (Abbildung 1, rechts) kommt es zu einem elastischen Ausknicken der Aufhängungselemente.



1 Ventilgehäuse
2 Ventilsitz
3 Nachgiebiges Aufhängungselement
4 Verschlusskörper
5 Anströmkegel

Abbildung 1: Neuartiges Sicherheitsventils. links: Aufbau; rechts: Vorspannen der Aufhängungselemente

Die Ventilkennlinie des GSV resultiert aus der Überlagerung der Kraft-Verschiebungs-Kennlinien der nachgiebigen Aufhängungselemente. Es wird vorausgesetzt, dass alle drei Aufhängungselemente dieselbe Kraft-Verschiebungs-

Kennlinie aufweisen. Die resultierende Ventilkennlinie wird qualitativ durch die Kraft-Verschiebungs-Kennlinie in Abbildung 2 beschrieben. In der geöffneten Ventilstellung (linker Bereich) wirkt bei „normaler“ Durchströmung eine Kraft F_y auf den Verschlusskörper. Aufgrund des steilen Anstiegs der Ventilkennlinie in diesem Bereich, wird der Verschlusskörper nur geringfügig ausgelenkt, somit bleibt das Ventil weit geöffnet. Wenn die Kraft F_y – infolge der unzulässig großen Durchströmung – einen kritischen Wert (Punkt 1) übersteigt, kommt es zu einem schlagartigem Ventilverschluss (Punkt 2). Der Übergang von der geöffneten in die geschlossene Ventilstellung ist durch eine durchschlagende Schaltcharakteristik gekennzeichnet. Nach Beseitigung der Leckage und nach einem erfolgten Druckausgleich in der Rohrleitung, verschwindet die Kraft F_y. Das Ventil verbleibt in der geschlossenen Schaltstellung, da – in Analogie zum Schließvorgang – für das Öffnen des Ventils eine entgegengesetzt wirkende Kraft (Punkt 3) erforderlich ist.

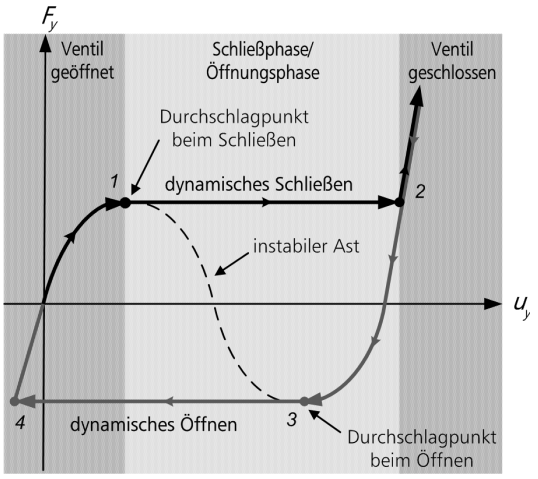


Abbildung 2: Ventilkennlinie

Im Hinblick auf die Dimensionierung von GSV lassen sich anhand der Ventilkennlinie zwei wesentliche Kenngrößen ablesen. Zum einen gibt die Ventilkennlinie Aufschluss über den Ventilweg (Differenz der Verschiebungswerte u_y für die geöffnete und geschlossene Ventilstellung), zum anderen lässt sich die Auslösekraft (Kraft F_y im Punkt 1) bestimmen. Bei der Dimensionierung von GSV sollte der Ventilweg so eingestellt werden, dass der durch das Ventil hervorgerufende Druckabfall reduziert wird. Zum anderen muss die Auslösekraft für das Ventil so dimensioniert werden, dass das Ventil bei einer definierten kritischen Durchströmung zuverlässig verschlossen wird.
Mit Hilfe der numerischen Simulationen wurde die Kraft-Verschiebungs-Kennlinie von Aufhängungselementen unterschiedlicher Abmessungen bestimmt. Anhand der Ergebnisse konnte abgeleitet werden, dass die resultierende Grundcharakteristik des Ventil (normierte Ventilkennlinie) für die untersuchten Aufhängungselemente identisch ist und unabhängig von der Vorspannung ist. Darüberhinaus wurde ein Berechnungsmodell entwickelt, mit dem die für die Dimensionierung des GSV relevanten Kenngrößen berechnen lassen. Die berechneten Kenngrößen dienen als Skalierungsparameter, anhand der Grundcharakteristik lässt sich die resultierende Ventilkennlinie ermitteln.
In weiterführenden Untersuchungen wurde zusätzlich ein Einspannwinkel α berücksichtigt. Damit wird der Winkel bezeichnet, unter dem die Aufhängungselemente aus der Einspannstelle an der Rohrwand austreten. Es wurde festgestellt, dass durch veränderte Einspannwinkel nicht nur die Kenngrößen des Ventils beeinflusst werden können, sondern darüber hinaus auch die Grundcharaktistik der Ventilkennlinie verändert werden kann. Nichtzuletzt ist es damit möglich, ein wahlweise monostabiles oder bistabiles Schaltverhalten zu realisieren.

Literatur

[1] DVGW: *Technische Regel für Gasinstallationen DVGW-TRGI 2008.* Bonn: Technisch-wissenschaftlicher Verein, 2008. ISBN 978-3-89554-169-8 (Neufassung 2018 als Entwurf verfügbar)

[2] FITR-GESELLSCHAFT FÜR INNOVATION IM TIEF- UND ROHRLEITUNGSBAU, 2008. *Sicherheitsabsperrvorrichtung, nämlich Strömungswächter für fluide Medien mit einem, insbesondere rohrförmigen Gehäuse.* Erfinder: Berger, W.; Beer, D. G.; Zentner, L.; Schneider, H. U.; Schurr, U. 29.05.2008, Anmeldung: 12.07.2007. DE, Patentschrift DE102007032550A1

[3] OVENTROP GMBH, 2017. *Gasströmungswächter „Typ K“*. Olsberg: Oventrop GmbH & Co. KG [Zugriff am 01.12.2017]. Verfügbar unter: http://www.oventrop.com/de-DE/produkte/produktgruppen/artikel/3028710

Einfluss der Orientierung von Festkörpergelenken auf die elasto-kinematischen Eigenschaften

Influence of the orientation of flexure hinges on the elasto-kinematic properties

Philipp Schorr[1], Sebastian Linß[2], Lena Zentner[2], Klaus Zimmermann[1]
Technische Universität Ilmenau, Fakultät für Maschinenbau, 98693 Ilmenau, Deutschland
[1]Fachgebiet Technische Mechanik: philipp.schorr@tu-ilmenau.de, klaus.zimmermann@tu-ilmenau.de
[2]Fachgebiet Nachgiebige Systeme: sebastian.linss@tu-ilmenau.de, lena.zentner@tu-ilmenau.de

Kurzfassung

Nachgiebige Mechanismen gewinnen für feinwerktechnische und mikromechanische Anwendungen stetig an Bedeutung, wobei oft Mechanismen auf Basis von Parallelkurbeln eingesetzt werden [1]. Aufgrund der Spiel- und Wartungsfreiheit sowie der monolithischen Bauweise ist die äquivalente Ersetzung von Starrkörpermechanismen mit entsprechenden Vorteilen verbunden. Die Nutzung von Festkörpergelenken stellt hierbei einen weit verbreiteten Ansatz zur Synthese von Mechanismen mit konzentrierter Nachgiebigkeit dar [2]. Diese stoffschlüssigen Gelenke basieren meist auf einer Reduzierung der Querschnittshöhe und damit einer deutlichen Verringerung der Biegesteifigkeit [3], sodass die Verformung des Mechanismus hauptsächlich in den Gelenkstellen stattfindet. Jedoch treten neuartige Effekte auf, die bei der Auslegung der Starrkörpermechanismen keine Berücksichtigung finden. Neben dem aufgrund der maximal zulässigen elastischen Verformung eingeschränkten Auslenkungswinkel φ der Gelenke tritt eine Bahnabweichung zur Solltrajektorie auf. Diese Eigenschaft wird für Einzelgelenke durch die Drehachsenverlagerung beschrieben [4]. Die Bahnabweichung im µm-Bereich ist für die präzisionstechnische Anwendung im Mechanismus keinesfalls vernachlässigbar. Dementsprechend sind neue Ansätze zur Gestaltung nachgiebiger Mechanismen ausgehend vom Starrkörpermechanismus erforderlich, die die Kenntnis des Einflusses der geometrischen Gelenkparameter auf die mechanischen Eigenschaften voraussetzen.

In der Literatur existieren zahlreiche Arbeiten zur Charakteristik von Festkörpergelenken und zum Einfluss ihrer geometrischen Parameter auf das Systemverhalten. Neben bekannten geschlossenen Gleichungen (z. B. [3], [5]) wurden in [4] weitere, leicht anwendbare Formeln zur Beschreibung der Drehsteifigkeit und Drehachsenverlagerung sowie des Maximalwinkels in Abhängigkeit von der Gelenkkontur abgeleitet. Die derzeitigen Untersuchungen beinhalten jedoch ausschließlich die geometrischen Parameter des Festkörpergelenkes sowie die Form der Gelenkkontur selbst (z. B. Halbkreis-, Ellipsen-, Polynomkontur). Eine Berücksichtigung der strukturellen Gestaltung des nachgiebigen Systems hinsichtlich der Orientierung der Festkörpergelenke wurde bisher bis auf [6] nicht systematisch in Betracht gezogen. Die Wahl der Gelenkorientierung ist jedoch für die konstruktive Gestaltung des nachgiebigen Mechanismus von wesentlicher Bedeutung (Bild 1). Somit ist die Untersuchung des Einflusses der Gelenkorientierung auf das elasto-kinematische Verhalten des Festkörpergelenkes für präzisierte Gestaltungshinweise für optimierte nachgiebige Mechanismen notwendig.

Dieser Beitrag beschreibt die numerische Analyse des Einflusses der Orientierung von Festkörpergelenken auf die Verformungs- und Bewegungseigenschaften. Es werden zwei angrenzende Glieder eines Starrkörpermechanismus, die durch ein konventionelles Drehgelenk miteinander verbunden sind, betrachtet. Der projizierte Abstand der Segmentenden zur Drehachse ist hierbei stets $2H$. Es wird der Parameter ε als Winkel zwischen zwei benachbarten Gliedern definiert. Dieser Parameter wird für $\varepsilon \in [45^{\mathrm{o}}, 180^{\mathrm{o}}]$ untersucht. Ein Segmentende wird durch eine Einspannung gelagert und das andere Segmentende wird durch eine richtungstreue Kraft belastet. Die Gelenkorientierung α wird durch den Winkel zwischen dem gestellfesten Segment und der Stabachse des unbelasteten Festkörpergelenkes beschrieben ($\alpha \in [\varepsilon - 180^{\mathrm{o}}, 0]$).

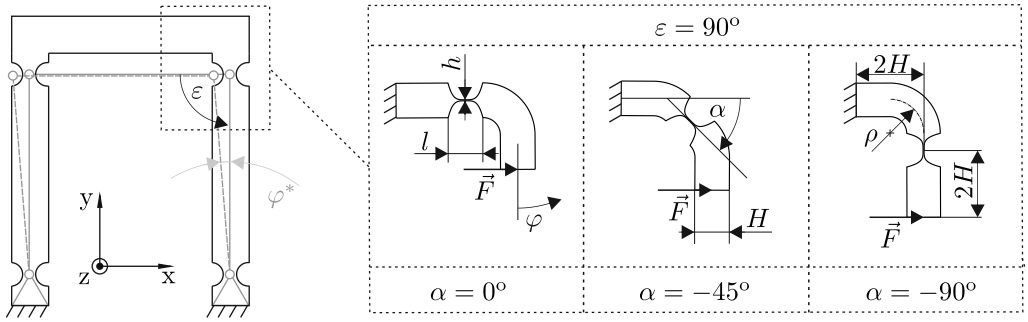


Bild 1 Herleitung des mechanischen Modells der Gelenkorientierung von Festkörpergelenken anhand einer Parallelkurbel ausgehend vom Starrkörpermechanismus

Das Verformungsverhalten der Struktur wird durch die THEORIE GROSSER VERFORMUNGEN STABFÖRMIGER STRUKTUREN [7] erfasst und berücksichtigt ausschließlich eine Deformation infolge von reiner Biegebeanspruchung. Die Anwendung setzt eine Differenzierbarkeit der die Stabachse beschreibenden Funktion voraus, wodurch ein Abknicken einzelner Stabsegmente ausgeschlossen wird. Aus diesem Grund werden Übergangssegmente zwischen den biegesteifen Bereichen und der Gelenkkontur eingeführt. Diese vorgekrümmten Segmente (Krümmungsradius $\rho = H$) stellen die Differenzierbarkeit der Stabachse sicher und ermöglichen die Nutzung der Balkentheorie. Weitere Voraussetzungen an das System sind linear-elastisches Materialverhalten sowie ebene Querschnitte, die stets senkrecht zur Stabachse orientiert sind (BERNOULLI-Hypothese). Weiterhin wird das Prinzip von SAINT VENANT genutzt. Für die Untersuchung wird eine generell gut geeignete Polynomkontur 4. Ordnung [4] mit minimaler Stegdicke $h = 0,5$ mm und Gelenklänge $l = H = 10$ mm gewählt (Bild 1). Die Mechanismusbreite wird als konstant vorausgesetzt ($B = 6$ mm), sodass das Gelenk als ebenes Problem modelliert werden kann. Außerdem wird ein typisches Elastizitätsmodul $E = 72000$ MPa gewählt.

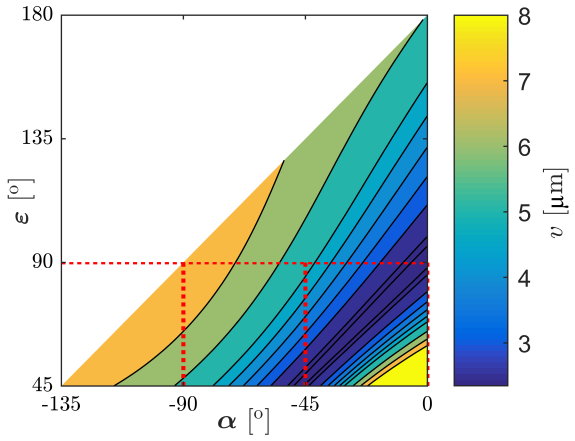


Bild 2 Drehachsenverlagerung v in Abhängigkeit der Parameter ε und α für $\varphi = 5^{\circ}$

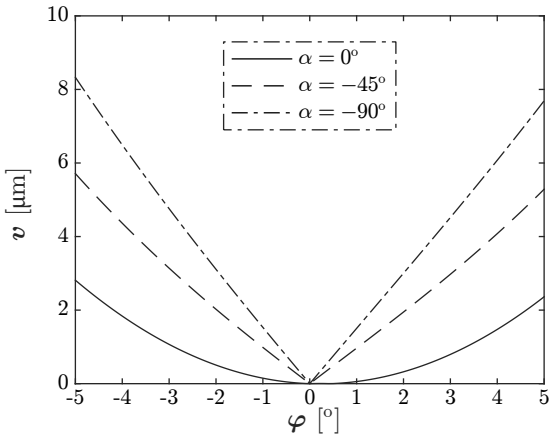


Bild 3 Drehachsenverlagerung v in Abhängigkeit des Auslenkwinkels φ und der Orientierung α für $\varepsilon = 90^{\circ}$

Die Verformung der Struktur wird für verschiedene Kombinationen der Parameter ε und α berechnet. Unter Nutzung des mitgeführten Mittelpunktmodells [4] wird die Drehachsenverlagerung v, die durch die Verschiebung des starr mit dem ausgelenkten Segment verbundenen Gelenkmittelpunkts definiert ist, ausgewertet. Weiterhin werden Auslenkkräfte und maximale Auslenkwinkel ermittelt. Die Drehachsenverlagerung ist in Bild 2 abhängig von den Parametern α und ε für einen Auslenkwinkel von $\varphi = 5^{\circ}$ dargestellt. Hierbei wird deutlich, dass ein Minimum im Bereich von $\alpha = \varepsilon - 90^{\circ}$ existiert. Bei Betrachtung der Drehachsenverlagerung in Abhängigkeit von φ entspricht dies der Orientierung $\alpha = 0^{\circ}$ (Bild 3). Zudem können nichtlineare $v(\varphi)$-Kennlinien resultieren. Es ist zu beachten, dass sich aufgrund der Variation der Gelenkorientierung zusätzliche Zug-/Druckbeanspruchungen ergeben können. Aus diesem Grund werden geometrisch nichtlineare FEM-Simulationen ausgewertet, die die dargestellten Aussagen qualitativ und quantitativ bestätigen.

Im Ergebnis zeigt dieser Beitrag unter Nutzung nichtlinearer Verformungstheorie und unterstützt durch FEM-Simulationen, dass die Drehachsenverlagerung durch Anpassung der Gelenkorientierung ($\alpha = \varepsilon - 90^{\circ}$) deutlich reduziert werden kann. Somit kann diese Orientierung, bei der die Gelenkstabsachse parallel zur Kraftrichtung ist, als Konstruktionshinweis genutzt werden. Weitere Analysen des Gelenkes, z. B. bezüglich der kritischen Knickkraft, sind notwendig.

Danksagung

Die Autoren bedanken sich bei der Deutschen Forschungsgemeinschaft für die Projektförderung (Ze 714/10-2).

Literatur

[1] Rubbert, L.; Henein, S.; Bitterli, R.; Ferrier, N.; Fifanski, S.; Vardi, I.: *Isotropic springs based on parallel flexure stages*. Precis. Eng., 43, 132-145, doi:10.1016/j.precisioneng.2015.07.003, 2015.

[2] Howell, L. L.; Midha, A.: *A Method for the Design of Compliant Mechanisms with Small-Length Flexural Pivots*. J. Mech. Des., 116, 280-290, doi:10.1115/1.2919359, 1994.

[3] Lobontiu, N.: *Compliant Mechanisms: Design of Flexure Hinges*. CRC Press, Boca Raton, Fla., 2003.

[4] Linß, S.; Schorr, P.; Zentner, L.: *General design equations for the rotational stiffness, maximal angular deflection and rotational precision of various notch flexure hinges*. Mech. Sci., 8, 29-49, doi:10.5194/ms-8-29-2017, 2017.

[5] Paros, J. M.; Weisbord, L.: *How to design flexure hinges*. Mach. Des., 25, 151-156, 1965.

[6] Mottard, P.; St-Amant, Y.: *Analysis of flexural hinge orientation for amplified piezo-driven actuators*. Smart Mater. Struct., 18, 35005/1-9, doi:10.1088/0964-1726/18/3/035005, 2009.

[7] Zentner, L.: *Nachgiebige Mechanismen*. De Gruyter Oldenbourg, München, 2014.

PC-Programm zur Analyse und Synthese von Festkörpergelenken mit unterschiedlichen Aussparungsgeometrien

PC program for the analysis and synthesis of flexure hinges with different notch geometries

Stefan Henning[1], Sebastian Linß[1], Philipp Schorr[2], Lena Zentner[1]
Technische Universität Ilmenau, Fakultät für Maschinenbau, 98693 Ilmenau, Deutschland
[1]Fachgebiet Nachgiebige Systeme: {Stefan.Henning, Sebastian.Linss, Lena.Zentner}@tu-ilmenau.de
[2]Fachgebiet Technische Mechanik: Philipp.Schorr@tu-ilmenau.de

Kurzfassung

Festkörpergelenke werden aufgrund ihrer Vorteile als stoffgekoppelte Drehgelenke in nachgiebigen Mechanismen oftmals in Präzisionsanwendungen eingesetzt [1]. In der Feinwerk-, Mess- und Mikrotechnik kommen meist prismatische Festkörpergelenke mit elementaren geometrischen Aussparungen zum Einsatz. Die Gelenkkontur wird dabei vornehmlich basierend auf Halbkreisen, Viertelkreisen und Geraden beschrieben [2]. Der Auslenkwinkel ist jedoch durch die zulässige Dehnung begrenzt. Weiterhin findet grundsätzlich eine Verlagerung der Gelenkdrehachse statt, wodurch auch das Bewegungsverhalten des Mechanismus beeinflusst wird [3]. Somit ergeben sich für den nachgiebigen Mechanismus Limitierungen hinsichtlich Bewegungsbereich und Bahngenauigkeit im Vergleich zum Starrkörpermechanismus.

Die Synthese eines nachgiebigen Mechanismus, also dessen monolithische Umsetzung und geometrische Gestaltung ausgehend von einem prinzipiell geeigneten (Struktursynthese) und günstigen (Maßsynthese) Starrkörpermechanismus, ist meist nicht-intuitiv und iterativ. Dabei stellt die Konturoptimierung der Festkörpergelenke für geforderte Verformungs- und Bewegungseigenschaften eine wesentliche Phase dar. Hierfür sind bisher z. B. zeitaufwendige FEM-Simulationen notwendig. Ein neuer Ansatz ist die drehwinkelbasierte Synthese [4], bei der abhängig von den relativen Drehwinkeln im Starrkörpermechanismus unterschiedliche Gelenkkonturen im nachgiebigen Mechanismus berücksichtigt werden. Zur Berechnung einzelner Gelenke existieren spezielle geschlossene Gleichungen (z. B. [2, 5]) oder vereinzelt Design-Tools [6]. Universelle Gleichungen und umfassende Berechnungsprogramme zur Analyse und Synthese sind nicht bekannt. Daher wird im Beitrag ein eigenständiges, in MATLAB entwickeltes PC-Programm zur nichtlinearen, konturabhängigen Berechnung von Festkörpergelenken mit vier typischen Aussparungsgeometrien vorgestellt (Bild 1).

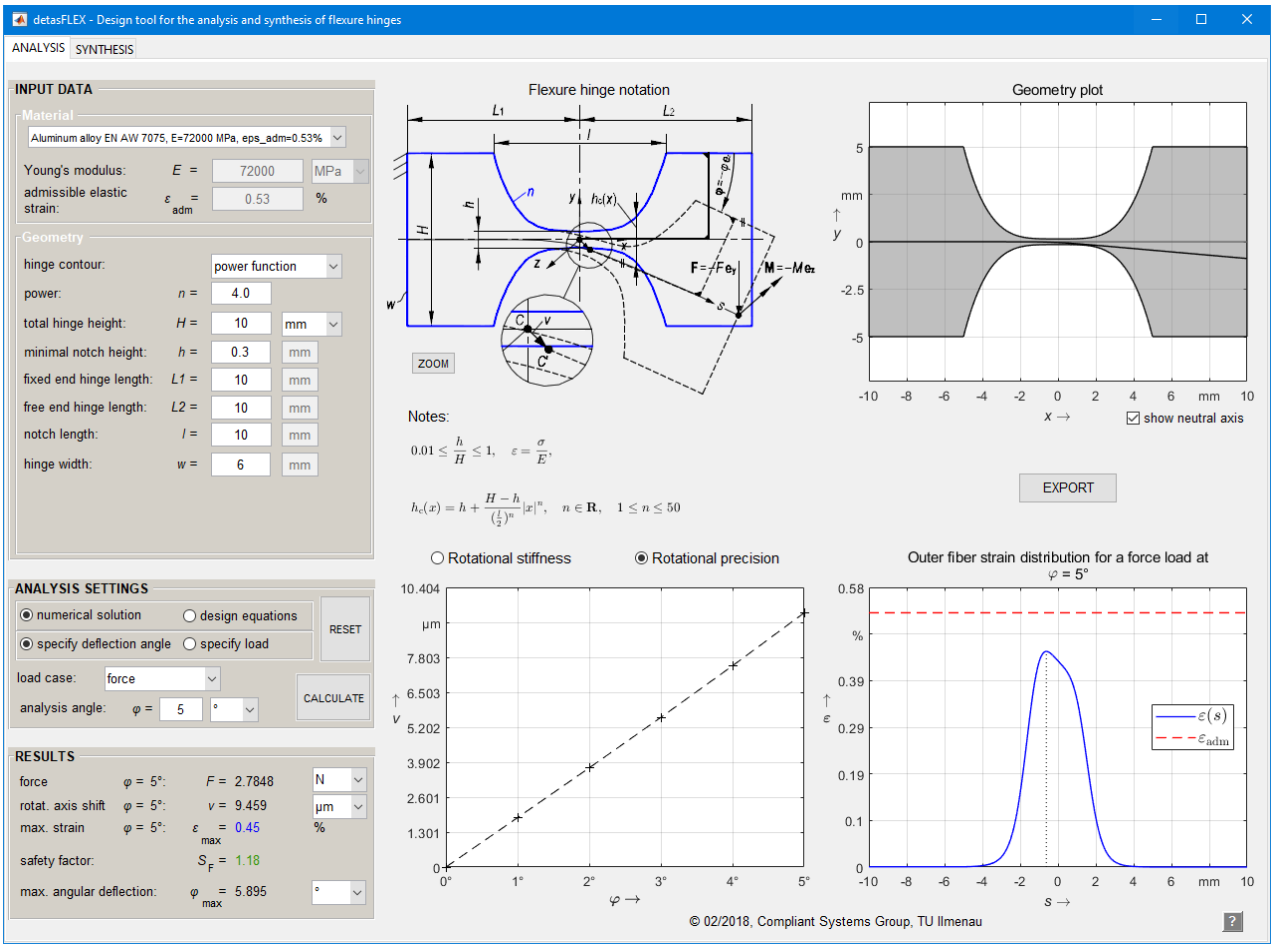
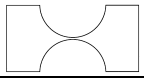
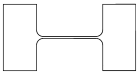
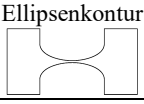
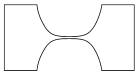


Bild 1 Grafische Benutzeroberfläche des Analyse-Tools für Festkörpergelenke am Beispiel einer Polynomkontur 4. Ordnung

Tab. 1 Vergleich der methoden-, kontur- und lastabhängigen Ergebnisse für $\varphi = 5°$ ($L_1 = L_2 = H = 10$ mm; $l = H$; $h = 0{,}03H$; $w = 0{,}6H$)

Gelenkkontur	Methode	Momentenbelastung			Kraftbelastung		
		M [Nm]	v [µm]	ε_{max} [%]	F [N]	v [µm]	ε_{max} [%]
Halbkreiskontur 	numerisch	0,0590	1,411	0,910	5,944	4,358	0,920
	Design-Gleichung	0,0591	1,413	0,912	5,986	4,056	0,923
	FEM	0,0622	1,428	0,892	6,240	5,020	0,894
Viertelkreiskontur 	numerisch	0,0098	5,485	0,150	0,987	54,690	0,210
	Design-Gleichung	0,0098	5,481	0,152	0,985	54,691	0,213
	FEM	0,0102	5,367	0,166	1,025	54,720	0,228
Ellipsenkontur 	numerisch	0,0420	1,943	0,650	4,234	7,845	0,660
	Design-Gleichung	0,0421	1,928	0,650	4,224	7,789	0,650
	FEM	0,0446	1,906	0,641	4,481	8,551	0,639
Polynomkontur 4. Ordnung 	numerisch	0,0280	2,226	0,430	2,784	9,459	0,450
	Design-Gleichung	0,0284	2,107	0,438	2,842	8,490	0,459
	FEM	0,0294	2,190	0,414	2,946	9,980	0,439

Die Grundlage für die Berechnung bilden die nichtlineare Theorie großer Verformungen stabförmiger Strukturen [7] und abgeleitete Design-Gleichungen [8]. Im Beitrag werden die Gelenkmodellierung und der Programmaufbau vorgestellt. Es wird eine grafische Benutzeroberfläche präsentiert, mit der die wichtigsten Gelenkeigenschaften für eine ebene Drehung eines einzelnen Festkörpergelenkes analysiert werden können. Betrachtet wird ausschließlich eine Deformation infolge von Biegung durch eine richtungstreue Querkraft oder/und ein Moment. Zusätzlich wird im Vortrag ein Ansatz zur Gelenksynthese vorgestellt, um ausgehend vom bekannten Bewegungsverhalten eine optimale Gestalt der Gelenkkontur zielabhängig zu ermitteln. Abschließend werden die Ergebnisse mittels FEM-Simulation validiert (Tab. 1).

Im Ergebnis zeigt dieser Beitrag, dass die Anwendung der nichtlinearen Theorie gut zur konturspezifischen Modellierung geeignet ist. Mit Hilfe des PC-Programms können Festkörpergelenke innerhalb weniger Sekunden umfassend analysiert und erstmals auch synthetisiert werden, wodurch eine effiziente Auslegung ermöglicht wird. Die Berücksichtigung weiterer Parameter, z. B. der Gelenkorientierung, und die Modellierung kompletter Mechanismen sind angedacht.

Das Analyse-Tool bietet folgende Features:

- Berücksichtigung unterschiedlicher Werkstoffe (Auswahl oder Eingabe der Materialparameter);
- Berücksichtigung vier verschiedener Gelenkkonturen (Halbkreis-, Viertelkreis-, Ellipsen-, Polynomkontur);
- umfangreiche Geometrievorgaben (Gelenkabmessungen, Konturparameter, Einspannungsabstand L_1, Hebelarm L_2);
- maßstäbliche Darstellung der berechneten Gelenkgeometrie und sofortige Visualisierung von Eingabeänderungen;
- Berücksichtigung dreier Lastfälle (Querkraft, Moment, Querkraft und Moment) für Last- oder Winkelvorgabe;
- sekundenschnelle exakte numerische Lösung ($\varphi \leq 45°$) oder sofortige Lösung über Design-Gleichungen ($\varphi \leq 10°$);
- Berechnung von Winkel bzw. Last, Drehachsenverlagerung, Dehnungsverlauf und Maximaldehnung, zulässiger Winkel mit Sicherheitsfaktor, Verformung der neutralen Faser sowie Darstellung der Ergebnisse in Diagrammen;
- Ausgabe und Speicherung von Ergebnissen sowie Plotten der Geometrie und aller Diagramme.

Zusätzlich bietet das Synthese-Tool folgende Features:

- Berücksichtigung verschiedener Vorgaben in sechs Synthesefällen (Optimierungsproblem mit Nebenbedingungen);
- Berechnung geeigneter Gelenkabmessungen und Ergebnisse für vorgegebene Kontur sowie Geometriedarstellung;
- Empfehlung einer optimalen Kontur für drei Prioritätsfälle (großer Winkel, geringe Verlagerung oder beides).

Danksagung – Die Autoren bedanken sich bei der DFG für die Projektförderung (Ze 714/10-2).

Literatur

[1] Cosandier, F.; Henein, S.; Richard, M.; Rubbert, L.: *The art of flexure mechanism design*, Presses polytechniques et universitaires romandes, Lausanne, 2017

[2] Lobontiu, N.: *Compliant Mechanisms: Design of Flexure Hinges*, CRC Press, Boca Raton, Fla., 2003

[3] Linß, S.: *Ein Beitrag zur geometrischen Gestaltung und Optimierung prismatischer Festkörpergelenke in nachgiebigen Koppelmechanismen*, Dissertation, TU Ilmenau, Ilmenau, urn:nbn:de:gbv:ilm1-2015000283, 2015

[4] Linß, S.; Milojevic, A.; Pavlovic, N. D.; Zentner, L.: *Synthesis of Compliant Mechanisms based on Goal-Oriented Design Guidelines for Prismatic Flexure Hinges with Polynomial Contours*, in: 14th World Congress in Mechanism and Machine Science, Taipei, Taiwan, doi:10.6567/IFToMM.14TH.WC.PS10.008, 2015

[5] Paros, J. M.; Weisbord, L.: *How to design flexure hinges*, Mach. Des., 25, 151–156, 1965

[6] Vink System Design & Analysis: *Calculating Flexure Hinges*. https://www.vinksda.nl/toolkit-mechanical-calculations/calculating-flexure-hinges/, zuletzt geprüft am 04.12.2017

[7] Zentner, L.: *Nachgiebige Mechanismen*, De Gruyter Oldenbourg, München, 2014

[8] Linß, S.; Schorr, P.; Zentner, L.: *General design equations for the rotational stiffness, maximal angular deflection and rotational precision of various notch flexure hinges*, Mech. Sci., 8, 29–49, doi:10.5194/ms-8-29-2017, 2017

Ein kräftebasierter Algorithmus für die funktionale und gleichmäßige Verteilung von Schrauben auf komplexen Oberflächen mit optionalen Symmetriebedingungen

A force-directed algorithm for a functional and uniform distribution of screws on complex surfaces with optional symmetry constraints

M.Eng. Thomas Feldmann, feldmann@mercatronics.de
B.Eng. Stephan Dahmen, dahmen@mercatronics.de
Dipl.-Ing. Jens Diepenbruck, diepenbruck@mercatronics.de
mercatronics GmbH, Gehrsmannweg 13, 46399 Bocholt, Deutschland

Kurzfassung

Es wird ein Algorithmus vorgestellt, um Schrauben unter der Berücksichtigung verschiedener Konstruktionsvorgaben gleichmäßig auf ebenen Bauteiloberflächen zu verteilen, wobei die geeignete Schraubenanzahl automatisch ermittelt wird. Dieser Algorithmus wird um drehsymmetrische Verteilungen erweitert. Zur Überprüfung der Ergebnisse wird eine effiziente Abdeckungskontrolle vorgestellt.

Abstract

An algorithm is presented to distribute screws evenly on flat component surfaces, taking various design specifications into account. The appropriate number of screws is determined automatically. The algorithm is extended to enable rotationally symmetric distributions. An efficient coverage check is presented to verify the results.

Einführung

Überall da, wo Schrauben auf Bauteiloberflächen verteilt werden sollen, sind gleichmäßige Schraubenabstände und Symmetrien wünschenswert. Funktional müssen Konstruktionsvorgaben wie Randabstände, auszusparende Bereiche und maximale Schraubenabstände eingehalten und die Bauteiloberfläche vollständig mit Schrauben abgedeckt werden. Bei drehsymmetrischen Bauteiloberflächen ist es sinnvoll, die Schrauben mit der gleichen n-fachen Drehsymmetrie zu verteilen.
Gerade bei Sonderkonstruktionen und der Herstellung von kundenindividuellen Einzelstücken spart die automatische Schraubenplatzierung Zeit und Geld.

Kräftebasierte Positionierung

Basis des Algorithmus ist die Modellierung der Schraubenpositionen auf Basis eines Masse-Feder-Dämpfer Modells. Die Schraubenpositionen werden als Punktmassen modelliert und für eine gleichmäßige Verteilung über Feder-Dämpfer-Elemente verbunden.
In jedem Iterationsschritt werden die Schraubenpositionen trianguliert[1] und die ermittelten Verbindungen werden als physikalische Feder-Dämpfer-Elemente modelliert. Die Federkraft auf die verbundenen Schrauben ergibt sich aus der Gleichung nach Fruchterman und Reingold [1]:

$$F_{s1,s2} = \pm C \left(\frac{k^2}{d} - \frac{d^2}{k} \right)$$

d entspricht dem aktuellen Abstand der Schrauben, k ist die Länge der ungespannten Feder, bzw. der gewünschte Schraubenabstand. Eine geeignete Federkonstante C hängt hauptsächlich von dem gewünschten Schraubenabstand ab und wird in unserem Fall empirisch ermittelt. Die resultierenden Kraftvektoren zeigen entlang der Feder.
Für jede Schraube werden die jeweils wirkendenen Federkräfte zu einer Gesamtkraft $\vec{F}$ summiert und abhängig davon die neue Geschwindigkeit $\vec{v}$ und Position $\vec{p}$ der Schraube für den Iterationsschritt mit der Schrittweite Δt bestimmt:

$$\vec{v} = D \left(\overrightarrow{v_{\text{alt}}} + \frac{\vec{F}}{m} \Delta t \right) \qquad \vec{p} = \overrightarrow{p_{\text{alt}}} + \vec{v} \Delta t$$

m entspricht der Masse der simulierten Schraube. Der Dämpfungsfaktor D (< 1) sorgt dafür, dass das System eine Ruhelage finden kann.
Die Mittelpunkte der kreisförmigen Aussparungen der in Bild 1 dargestellten Stahlplatte werden als Fixpunkte betrachtet und ebenfalls über Federn mit den Schrau-

[1] Delaunay-Triangulierung

ben verbunden. Die Federlänge k ist in diesem Fall abhängig vom Radius der Aussparung.

Platzierungsgrenzen

Die Platzierungsgrenzen werden über Sperrbereiche modelliert. Befindet sich eine Schraube nach der kräftebasierten Positionierung in einem Sperrbereich, wird sie im nächsten Schritt an den Rand des Sperrbereichs und damit in die erlaubten Platzierungsgrenzen zurückgeschoben. Die Platzierungsgrenzen der in Bild 1 dargestellten Stahlplatte lassen sich mit einer Kombination aus kreisförmigen und rechteckigen Sperrbereichen vollständig abbilden.

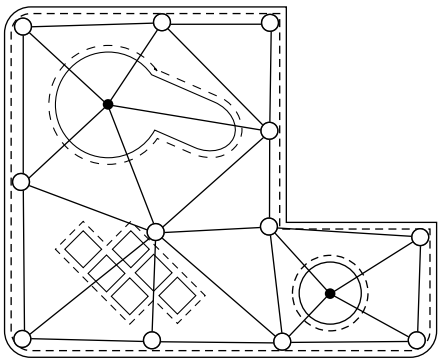


Bild 1 Beispielergebnis der Schraubenplatzierung

Bild 1 zeigt ein beispielhaftes Ergebnis der Schraubenverteilung auf einer Stahlplatte mit Aussparungen. Die zwölf weißen Kreise entsprechen den Schrauben, die durch Federn (schwarze Linien) verbunden sind. Die schwarzen Kreise sind Fixpunkte in den Mittelpunkten der auszusparenden Kreisformen. Die gestrichelten Linien ergeben sich aus den Konstruktionsvorgaben; innerhalb dieser Bereiche dürfen die Schrauben platziert werden.

Vollständige Abdeckung und geeignete Schraubenanzahl

Die kräftebasierte Positionierung und das anschließende Zurückschieben in die Platzierungsgrenzen wird wiederholt, bis sich ein Gleichgewicht einstellt (was an einer geringen Relativbewegung der Schraubenpositionen zwischen zwei Iterationsschritten erkannt werden kann) oder die maximale Schrittanzahl erreicht ist. Anschließend wird überprüft, ob das Platzierungsergebnis zufriedenstellend ist und der vorgegebene maximale Schraubenabstand d_{max} eingehalten wird.
Dazu wird ein Wirkradius r_w definiert, bei dem sich die Wirkkreise dreier Schrauben, die d_{max} voneinander entfernt sind, sich in einem Punkt schneiden:

$$r_w = \frac{d_{max}}{2 \times cos(30°)}$$

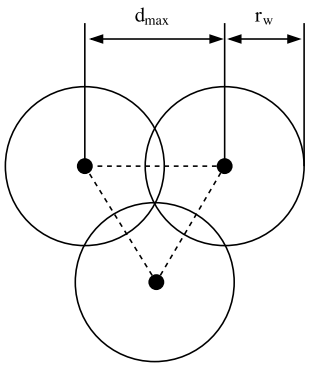


Bild 2 Definition des Wirkradius r_w über die vollständige Abdeckung des Hintergrunds bei Anordnung im maximalen Schraubenabstand d_{max}.

Falls jeder Punkt der Bauteiloberfläche im Wirkradius einer Schraube liegt gilt im Umkehrschluss, dass die maximalen Schraubenabstände eingehalten werden und die gesamte Bauteiloberfläche abgedeckt ist.
Um dies effizient zu überprüfen, kommt ein graphischer Algorithmus zum Einsatz. Zunächst wird die Bauteiloberfläche in weiß auf schwarzem Hintergrund im Maßstab $1\,\mathrm{mm}^2 \widehat{=} 1\,\mathrm{px}$ gezeichnet. Darüber werden die Wirkradien der Schrauben als schwarz gefüllte Kreise gezeichnet. Die Anzahl der verbleibenden weißen Pixel entspricht nun der Bauteiloberfläche ohne ausreichende Schraubenabdeckung.

Bild 3 Zwischenergebnis der Abdeckungskontrolle.

Sind noch freie Flächen vorhanden, werden im nächsten Schritt eine oder (abhängig vom Platz) mehrere Schrauben auf zufällig ausgewählten, weißen Pixeln platziert. Dadurch verhält sich die Wahrscheinlichkeit der Platzierung in einem freien Bereich linear zu dessen Größe. Anschließend wird die physikalische Simulation bis zum nächsten Gleichgewicht erneut durchlaufen. Auf diese Weise findet der Algorithmus selbstständig eine geeignete Schraubenanzahl.

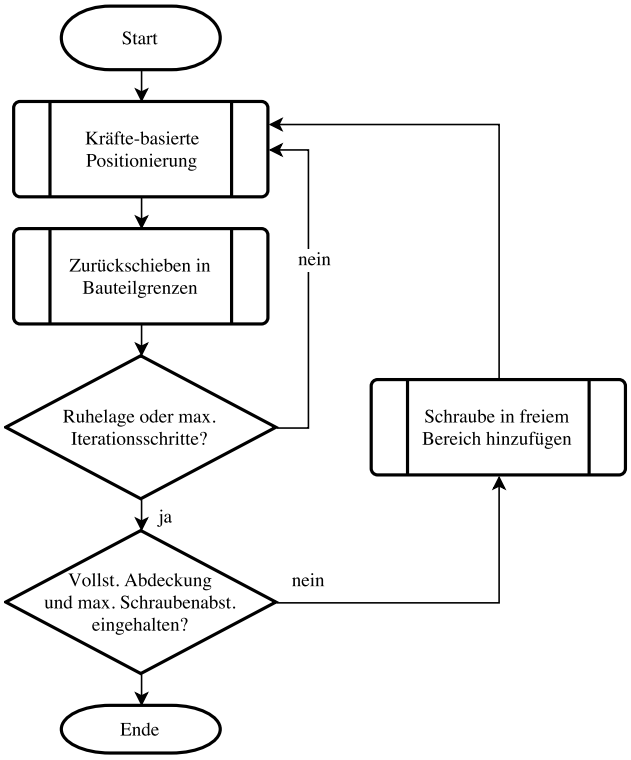


Bild 4 Ablaufdiagramm des Algorithmus

Drehsymmetrie

Ist die betrachtete Oberfläche n-fach drehsymmetrisch, soll diese Drehsymmetrie auch bei der Schraubenverteilung beibehalten werden. Wie in Bild 5 zu erkennen, wird das Bauteil vom Mittelpunkt ausgehend in n identische Teile geteilt. Die Platzierung findet ausschließlich in *einem* der Teile statt (in Bild 5 weiß dargestellt).

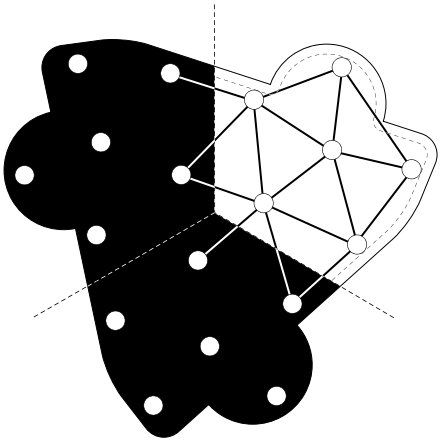


Bild 5 Platzierung auf einer 3-fach drehsymmetrischen Oberfläche.

Die weißen Kreise auf schwarzem Hintergrund stellen *Dummyschrauben* dar, die sich aus einer Rotation der im weißen Bereich platzierten Schrauben ergeben. Die Dummyschrauben werden physikalisch als Fixpunkte betrachtet und verfolgen in jedem Iterationsschritt die um die Drehachse rotierte Position der Originalschraube. Die Schrauben werden untereinander und mit den Dummyschrauben über Federn verbunden. Zwischen den Dummyschrauben wird auf die Federverbindung verzichtet.
Die resultierende Schraubenverteilung weist die gleiche Drehsymmetrie auf wie das ursprüngliche Bauteil. Die federnde Verbindung mit den Dummyschrauben sorgt für eine gleichmäßige Verteilung der Schrauben auch über die Bereichsgrenzen hinaus. Dieser Ansatz kann auch für Spiegel- und Punktsymmetrien verwendet werden.

Ausblick

Neben der Schraubenplatzierung kommen für den Algorithmus noch andere Anwendungsgebiete in Betracht. Beispielsweise können statt Schrauben auch Stehpfeiler in Gebäuden platziert werden. Der Algorithmus lässt sich auch auf dreidimensionale Problemstellungen anwenden. Die Schrauben können zudem bereichsabhängig dichter / weniger dicht platziert werden, indem der Wirkradius der Schraube als Funktion ihrer Position auf der Bauteiloberfläche definiert wird.
Mit dem aus der Triangulierung hervorgehenden Voronoi-Diagramm können mit diesem Algorithmus auch optimierte Wabenstrukturen für komplexe Grundflächen erstellt werden. Wie bei der Schraubenverteilung sind auch hier Symmetrien, dreidimensionale Anwendungen und parametrierbare Wabengrößen möglich.

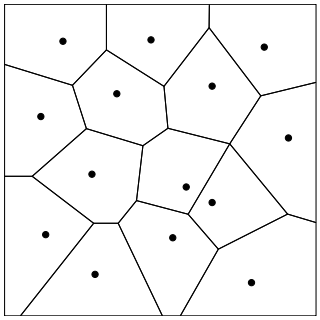


Bild 6 Voronoi-Diagramm einer Punktemenge. Quelle: Wikipedia

Literatur

[1] Fruchterman, Thomas M. J. and Reingold, Edward M., *Graph Drawing by Force-directed Placement*, Softw. Pract. Exper., 1991. S. 1133 f.

Experimental studies of magnetic positioning system

Postgraduate Elena Gerken, Platov South-Russian State Polytechnic University (NPI), Department of Information Measuring Technics and Technologies, 346428 Novocherkassk, Russia, elenagerken@yandex.ru

Dr.-Ing., associate professor, Valery Grechikhin, Platov South-Russian State Polytechnic University (NPI), Department of Information Measuring Technics and Technologies, 346428 Novocherkassk, Russia, vgrech@mail.ru

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

Abstract

The purpose of the study is the implementation of a magnetic positioning method by creating an experimental unit for determining the location and orientation of objects in mechatronic systems. Advantages of the magnetic positioning method include high sensitivity and noise immunity, small sensor dimensions, the possibility of a flexible tool navigation along a curved path. The contribution gives a comparative evaluation and analysis of methods for describing the object rotation in the three-dimensional space. The contribution presents the most suitable algorithm for solving the sensor orientation problem in the magnetic field. The paper also presents the description of the implemented method of magnetic positioning for determining the sensor location and describes how the experimental unit works. The results of the positioning error of a movable sensor are shown with the purpose of developing methods for minimizing the error. Particular attention is paid to the measurements that allow increasing the positioning accuracy of the distance between the magnetic field source and the movable sensor. In the literature there are different approaches to the mathematical description with different solving approaches [1].

The method is based on the magnetic field generation with a known spatial distribution in the research area. The components of this field, measured by the movable sensor are compared with the calculated values for real-time decision making about location and orientation of the sensor inside the research area. The magnetic positioning method does not require line of sight between the magnetic field generator and the movable sensor. This property makes it possible to use the sensor in hard-to-reach places, for example in a navigation of a surgical instrument inside the patient's body [2,3]. Currently, using the modern technologies of information-measuring and computing equipment, the method of magnetic positioning is popular in many fields of science and technology, in each of which the problem of calculating location and orientations of the movable objects is being solved [4]. The method of magnetic positioning is based on the generation of a magnetic field and measurement of the orthogonal components of this field by the movable sensor in the research area. The location and orientation of the movable sensor are determined by solving the system of equations in (1). To determine the vector of the magnetic field strength at an arbitrary point in space, the magnetic field method of the circular current is used, which describes approximately the behavior of a small conducting body in a magnetic field. Since the distance to the observation point is many times greater than the dimensions of the sensor, the following expressions for the vector of the magnetic field strength in a spherical coordinate system is applied [5]:

$$\begin{cases} H(R) = \dfrac{M}{2\pi r^3}\cos\theta \\ H(\theta) = \dfrac{M}{4\pi r^3}\sin\theta \\ H(\varphi) = 0\,. \end{cases} \quad (1)$$

Where $H(R)$ is the radial component of the field, $H(\theta)$ is the tangential component of the field in the direction of the elevation angle, M is the vector of the field generator magnetic moment, r is the shortest distance between the source and the sensor, θ is the zenith angle, φ is the azimuth angle. To determine the sensor location in a three-dimensional space, it is necessary to use the resulting system of equations:

$$\begin{cases} x = r\sin\theta\cos\varphi \\ y = r\sin\theta\sin\varphi \\ z = r\cos\theta\,. \end{cases}$$

The magnetic positioning system is modeled using the Finite-Element-Method in ANSYS Maxwell for determining the sensor location in the three-dimensional space. This model includes the three independent sources of magnetic field with different orientations along orthogonal axes and the developed ferromodulation converter with pulse compensation. This converter can be used as a sensor.

Together with the results of the FEM simulation an experimental unit is designed. **Figure 1** presents the block structure of this unit. The positioning system based on magnetic induction, contains a group of fixed transmitting coils (sources) outside the research area and one sensor, which moves inside this area. The sources generate a magnetic field of known shape and distribution. The sensor receives a signal from each source and when the sensor's position or orientation change, the magnetic flux density *B* changes, too. In this case the voltage pulses *U* are induced inside the sensor. In terms of the magnitude and nature of the induced voltage pulses, the position and orientation of the sensor within the research area are calculated by means of the measuring block of the developed system.

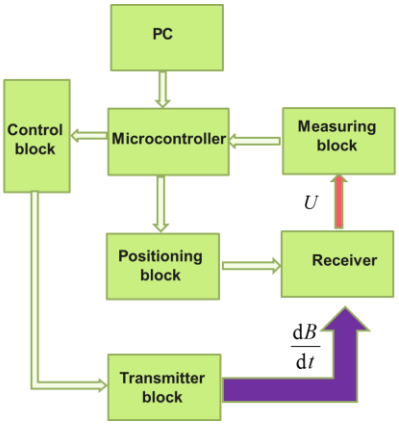


Figure 1 –Structural scheme of the positioning system of the developed unit

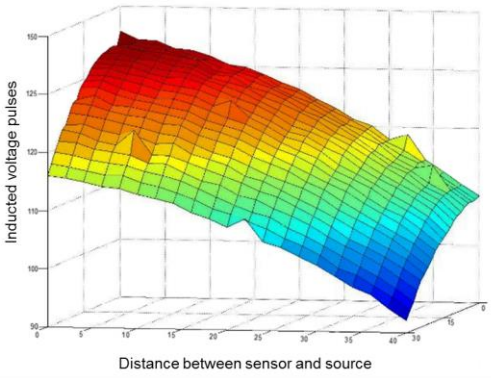


Figure 2 – Static model of the inducted voltage pulses in sensor

During the experiment, the sensor and one of the source centers are on the same plane. The sensor is moved along this plane with a step width of 1 mm. The research area is 400 × 300 mm². At each point of this area, the voltage values induced in the sensor are measured, depending on the distance between the sensor and the source and the magnetic field strength (**Figure 2**).

After the identification of the static model in which each point is assigned to a certain voltage value, which is induced in the sensor, it is possible to move the sensor to a given point of the defined space.

In this case the sensor works as a zero-organ (an element of the automatic controller that generates a signal proportional to the difference of the compared values), comparing the induced values in the sensor with those assigned to certain coordinates.

The results of this research show a high accuracy. The interval of the induced voltage in the sensor after the measurement cycle at the same point in space do not exceed an error of 0.4%. It has been confirmed experimentally that the measurement error increases significantly with an increasing distance between the transmitter and the sensor. To increase the accuracy of positioning, it is proposed to use two sources where the sensor is located on the connecting axis between this two sources. In this case, the maximum value of the measurement error will be reduced significantly.

The results of determining the position and orientation of objects in 3-dimension space by the magnetic positioning method will be compared with the results of using 9 DOF sensors (3-axis accelerator, 3-axis gyroscope, and 3-axis magnetometer) and with outcome of optical motion capture system in the same experiment.

The following parameters will be evaluated: positioning accuracy, the size of research area, system performance, complexity of calibration, overall dimensions of the system and sensors.

References

[1] W. Yang *et al.*, "*A six-dimensional magnetic localization algorithm for a rectangular magnet objective based on a particle swarm optimizer*," IEEE Transactions on Magnetics, vol. 45, no. 8, pp. 3092–3099, Jul. 2009.

[2] Seeberger R, Kane G, Hoffmann J, et al. "*Accuracy assessment for navigated maxilla-facial surgery using an electromagnetic tracking device*." Jurnal of Cranio-Maxillo-Facial Surgery, 2012, 40: 156-161

[3] H. Zhang et al., *"Electromagnetic tracking for abdominal interventions in computer aided surgery",* Comput. Aided Surgery, vol. 11, no. 3, pp. 127-136, May 2006

[4] C. Hu, T. Ma, and M.-H. Meng, *"Sensor arrangement optimization of magnetic localization and orientation system"* in IEEE International Conference on Integration Technology, 2007. ICIT' 07., march 2007, pp. 311-315.

[5] Volkovitsky A.K., Karshakov E.V., Pavlov B.V. *"Measurement of relative position of bodies in a magnetic field"* Proceedings of UTEOSS-2012 conference. - St. Petersburg. 2012, pp. 642-645.

Zeitsignale im Massenstrom eines Linearschwingförderers zur Nutzung für Regelungsaufgaben

M.Sc. Igor Trofimov und Dr.-Ing. Andreas Jahr, Hochschule Düsseldorf, FMDauto – Institut für Produktentwicklung und Innovation 2018

Bei den Fördersystemen für Schüttgüter, wie z.B. Medikamente oder andere Granulate, spielt eine genaue Regelung des Massenstroms des zu fördernden Produkts eine entscheidende Rolle. Der Massenstrom wird meist durch unabhängiges Messen sowohl der Masse als auch der Geschwindigkeit des zu förderndes Gutes erfasst.

Während für die Ermittlung der Fördermasse sich eine einfache Gewichtskraftmessung anhand eines Kraftsensors (Wägemesszelle) sehr gut eignet, können zur Erfassung der Geschwindigkeit des Förderstroms unterschiedliche Methoden angewendet werden. Zurzeit zu den etablierten Messverfahren gehören: kamerabasierte Bildanalyseverfahren, Auswertung der Reflektionswellen eines Mikrowellensenders und eine differentielle Abwägung von diskreten Materialmengen. Darüber hinaus wird die Fördergeschwindigkeit an den anderen Systemen nicht gemessen, sondern durch bestimmte physikalische Bedingungen festgelegt, wie zum Beispiel eine definierte Fallhöhe oder Drehzahl des Schnecken-, Schaufelrades oder des Förderbandantriebes (Abb. 1).

Abb. 1 Messschurrenwaage (links)[1] erfasst die Fördergeschwindigkeit durch Differenzieren der resultierenden Beschleunigungskraft des abrutschenden Produktes nach der Zeit. Integralwaage (mittig)[2] Abnahme des Systemgewichts pro Zeiteinheit. Bandwaage (rechts)[3] Die Geschwindigkeitsabnahme erfolgt über inkrementelle Drehgeber an dem Förderbandantrieb.

[1] Quelle: http://www.rembe.de/einzelansicht-produkt/product/c-lever. Verfügbar am 25.08.2013

[2] Quelle: http://www.epa-elektronik.de/index.php/de/produkte/integraldosiergeraete-loss-in-weight. Verfügbar am 18.12.2017

[3] Quelle: http://www.epa-elektronik.de/index.php/de/produkte/bandwaagen. Verfügbar am 18.12.2017

Bei hohen Anforderungen an Genauigkeit spricht man entweder über sehr komplexe Verfahren und teure Messsysteme und/oder über Unterbrechungen des fließenden Materialtransports. Eine genauere und für verschiedene Schüttgüter universelle Geschwindigkeitsmessung ist immer noch sehr schwierig und teuer.

Im Fokus der aktuellen Forschung stehen Systeme mit einer kontinuierlichen Erfassung der Masse und der Geschwindigkeit eines konstant bewegenden Fördergutes zur Ermittlung des Massenstroms. Zu denen gehören vor allem die Bandwaagen, die Prallplattenwaagen, die Coriolis-Massemesser oder die dynamischen Schurren-Waagen sowie ihre Kombinationen (Abb. 1).

Im Forschungsinstitut FMDauto an der Hochschule Düsseldorf liegt eine innovative Idee einer universellen Low-Cost Massenstromregelung aufgrund sensorloser Erfassung Schüttgutgeschwindigkeit für Schüttgutfördersysteme (Linearförderer) vor.

Die aktuelle Forschung widmet sich der Applikation der Massenstromregelung auf einem Linearschwingförderer im Sinne der Richtlinie VDI 2333 mit einer frequenz- oder amplitudengesteuerten Fördergeschwindigkeit.

Kern der Idee besteht in Erfassung und Auswertung des Zeitsignals des wiegenden Sensors (Abb. 2 rechts), welches dank einer speziellen Kinematik der Fördereranlage (Abb. 2 links) und einer in dem konstanten Förderstrom erzeugten Massendiskontinuität zustande kommt.

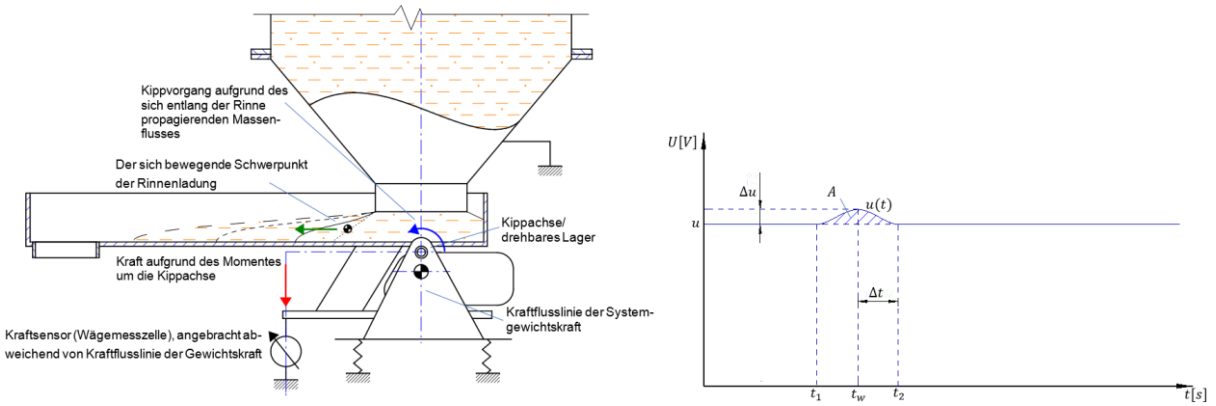


Abb. 2 Aufbau und kinematisches Schema eines Vibrationsförderers für Schüttgut (links), das zu erwartende Zeitsignal des Kraftsensors aufgrund Bewegung in einem konstanten Förderstrom einer lokalen Massendiskontinuität. Der Bereich A weist auf die gesamte Massenfehlerbelastung des Vorganges hin (rechts).

Eine Diskontinuität im sonst konstanten Materialfluss entsteht durch Variation der Fördergeschwindigkeit. Durch eine kurzfristige Veränderung der Fördergeschwindigkeit ist es möglich, an der Mündung des Bunkers lokale Volumen- bzw. Massenveränderungen (Abb. 2) entstehen zu lassen.

Es ist zu erwarten, dass die Masse des zu fördernden Schüttgutes, die sich momentan auf der Förderrinne eines Linearschwingförderers befindet, konstant bleibt. Sie sollte nicht von der Geschwindigkeit der Förderung abhängig sein. Unter Annahme einer konstanten Schüttgutdichte sowie des konstanten Volumens, welches das Fördermaterial auf der Rinne füllt.

Tatsächlich aber sind die Massen bei den unterschiedlichen Fördergeschwindigkeiten auf einem Schwingförderer ebenfalls unterschiedlich.

An einem gemäß Abbildung 2 aufgebauten Prüfstand (siehe auch Abb. 10) wurden durch Einstellen von verschiedenen Schwingungsleistungen unterschiedliche Fördergeschwindigkeiten des Fördermaterials (hier PE Granulat) erreicht. Nachdem die anfänglich leere Rinne des Förderers mit dem Material vollständig aufgefüllt war, wurde die Antriebsleistung sprungartig um einen jeweils gleichen Betrag vergrößert oder verringert. Das Signal des Kraftsensors (Abb. 3) wies dabei jeweils eine Veränderung in seinem sonst konstanten Bereich auf.

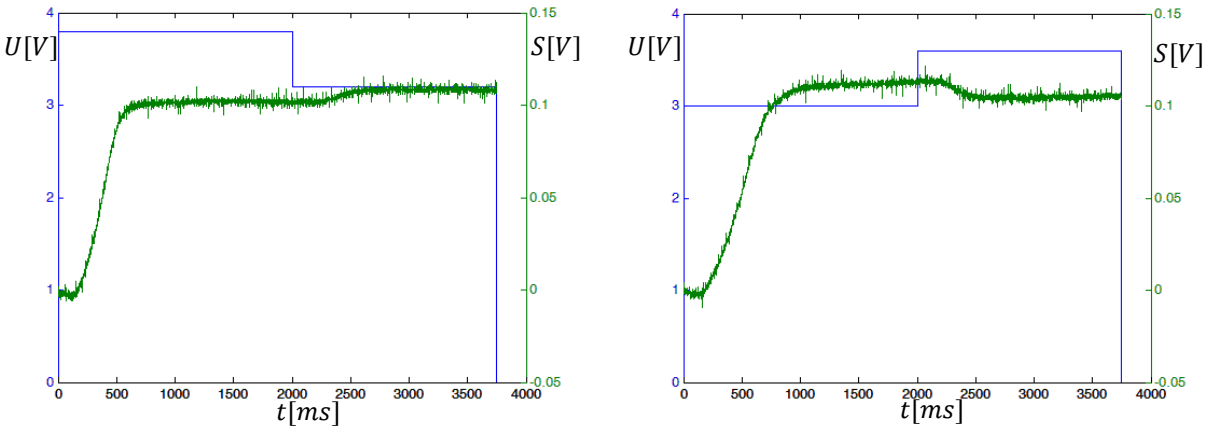


Abb. 3 Fördervorgang eines PE Granulates. Steuersignal des Schwingungsgebers des Förderers mit einem Sprung von 0,6 bzw.-0,6V (blau), Antwort des Kraftsensors mit einem Ab- bzw.- Aufstieg im konstanten Bereich (grün). Steuersignal zur Betriebsschwingung von: 3,8V (links), 3V (rechts).

Das Volumen des Materialstroms wird nicht nur durch die Länge und die Breite der Förderrinne sowie durch die Höhe der Mündung des Nachfüllbehälters über dem Boden der Rinne bestimmt, sondern hängt auch von seinem keilförmigen Profil ab. Die Form des Profils (das Gefälle des Profilkeils) zeigt sich stark von der Fördergeschwindigkeit abhängig (Abb. 4).

Bei der Erhöhung der Fördergeschwindigkeit bildet sich somit an der Mündung des Nachfüllbehälters eine Vertiefung im Förderstromprofil, dagegen ist bei einem Herabsetzen der Fördergeschwindigkeit dort eine Anhäufung des Materials (Abb. 5) zu beobachten.

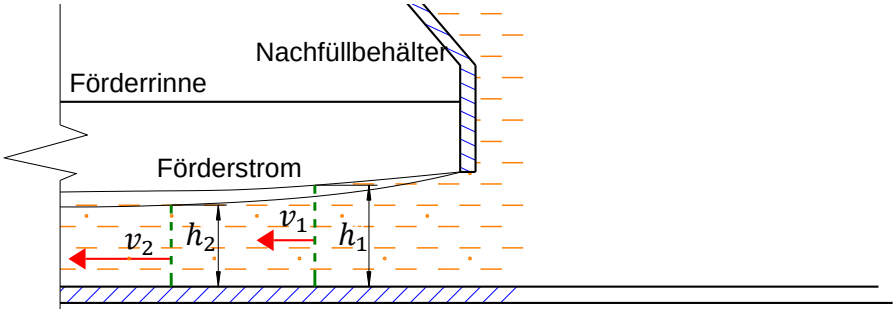


Abb. 4 Bildung von unterschiedlichen Gefällen des Strömungsprofils, somit von unterschiedlichen spezifischen Schichthöhen des Fördergutes über den Rinnenboden h_1 und h_2 aufgrund unterschiedlicher Fördergeschwindigkeiten, wobei $v_1 < v_2$.

Diese Formationen stellen lokale Volumen- bzw. Massenänderungen im konstanten Förderstrom dar, deren Bewegung entlang des Förderorgans die dargestellten Unstetigkeiten im Signal des wiegenden Kraftsensors (Abb. 3) erklärt.

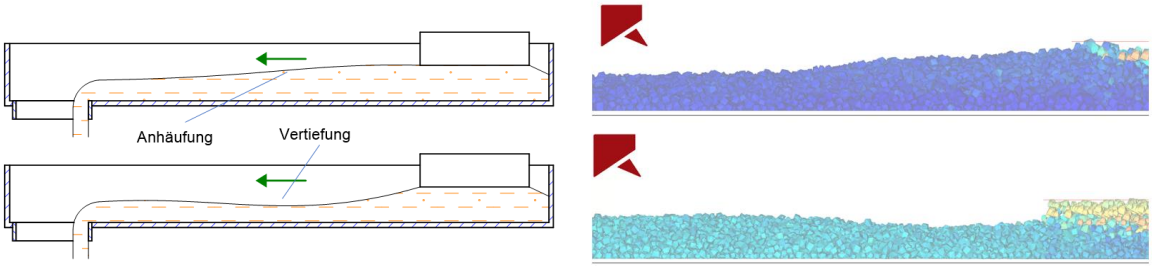


Abb. 5 Bildung von Volumenveränderungen im Strömungsprofil der zu fördernden Schüttgutmasse: einer Materialanhäufung wegen Reduzierung- (oben) sowie einer Vertiefung wegen Erhöhung der Fördergeschwindigkeit (unten). Erwartetes Profil (links), Profilformen in einem mit DEM-Software Rocky® simultan nachgebildeten Schüttguttransportvorgang (rechts).

Speziell an Resonanzvibrationsförderer treten bei den gleichen Vorgängen weitere Phänomene auf.

Bei den geringen Fördergeschwindigkeiten verzeichnet das System ein Verhalten wie oben beschrieben. Bei den höheren Fördergeschwindigkeiten wird dagegen eine genau umgekehrte Entwicklung beobachtet: während bei der Erhöhung der Fördergeschwindigkeit die Fördermasse (hier des PE-Granulates) auf der Rinne höher wird, wird sie bei dem Herabsetzen der Fördergeschwindigkeit sinken (Abb. 6).

Beispielsweise im Transport von PE-Granulat zeigt das Signal des wiegenden Sensors aufgrund eines einheitlichen Sprunges des Steuersignals von +/- 6% der max. Förderleistung, über dem gesamten Förderleistungsbereich der Anlage, den Übergang der Zustände im Förderleistungsbereich von ca. 38% (Abb. 8).

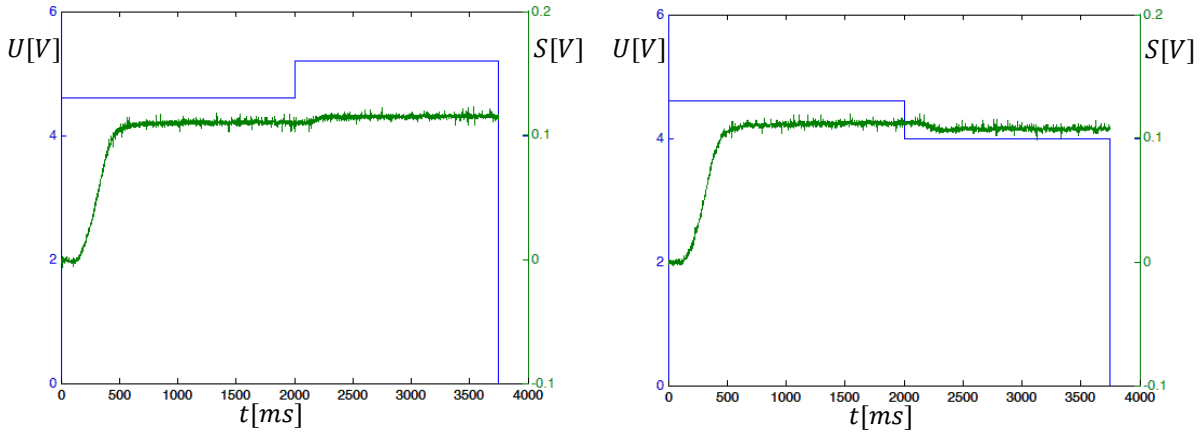


Abb. 6 Fördervorgang eines PE Granulats. Steuersignal des Schwingungsgebers des Förderers zur Anfansbetriebsschwingung von 4,6V und mit einem Sprung von 0,6 bzw.-0,6V (blau), Antwort des Kraftsensors mit einem Ab- bzw- Aufstieg im konstanten Bereich (grün).

Eine mögliche Erklärung des Verhaltens eines Granulates infolge der Zu- bzw. Abfuhr der Energie bei höheren Fördergeschwindigkeiten lässt sich durch die Veränderung der Struktur der Materialströmung und Bildung von lokalen Schuttgutdichten- bzw. lokalen Massenunterschieden im Material finden.

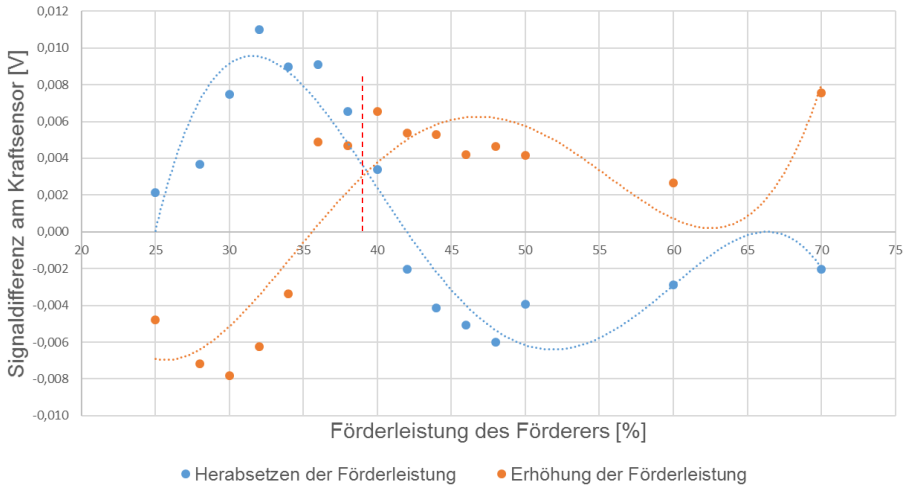


Abb. 8 Fördervorgang eines PE-Granulates. Verzeichnete Differenz im konstanten Bereich des Signals des wiegenden Sensors als Systemantwort auf sprungartiges Erhöhen (orange) bzw. Herabsetzen (blau) der Förderleistung (hier um 6% der max. Förderleistung). Über die jeweilige Trendlinie sind die Verläufe qualitativ angedeutet. Übergangsgrenze von Zunahme/Abnahme der Rinnenladung (bei ca. 38% des Förderleistungsbereichs) ist mit roter gestrichelten Linie hervorgehoben.

Die Vibrationslinearförderer, die nicht in einem resonanznahen Bereich betrieben werden, haben meist eine frequenzgesteuerte Fördergeschwindigkeit, in den Resonanzvibrationsförderern wird die Fördergeschwindigkeit amplitudengesteuert.

Wird die mittlere Schwingungsleistung in einem Schwingperiodendurchgang T (eine einzelne Stoßbewegung (Abb. 9)) durch

$$\bar{P} = \frac{1}{T}\int_{\hat{t}=0}^{\hat{t}=T} P(\hat{t})d\hat{t} = f\int_{0}^{T} P(\hat{t})d\hat{t} \qquad 0.1$$

gegeben, mit f Förderschwingfrequenz und

$$P(\hat{t}) = \frac{dW}{d\hat{t}} = \frac{2s \cdot dF}{d\hat{t}} \qquad 0.2$$

(Abb. 9), ist bei einem frequenzgesteuerten Vorgang $P \sim f(t)$ die von dem System pro Periode verrichtete Arbeit (dem System in einer Periode zugeführte Energie) $W = 2s \cdot F$ über der Gesamtprozessdauer von t nicht veränderlich.

$$\bar{P}(t) = f(t)\int_{W(0)}^{W(T)} dW = f(t) \cdot W \qquad 0.3$$

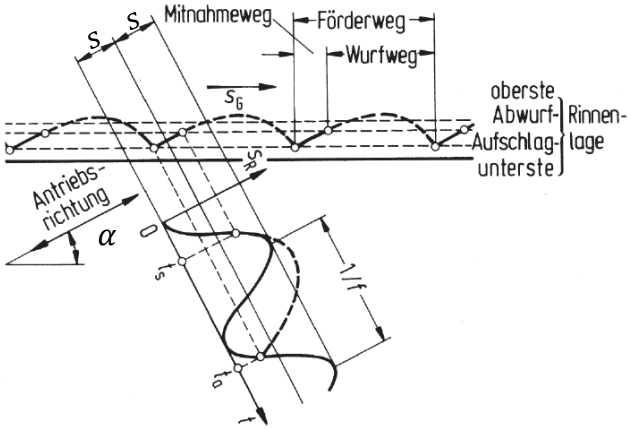


Abb. 9 die zur Beschreibung des Mikrowurfes relevanten Größen nach VDI 2333[4]. Mit S_R - Rinnenweg, s – Rinnenwegamplitude, f – Frequenz

Die Energie, die bei einem Vibrationslinearförderer dem beladenen Förderorgan in einer Periode zugeführt wird, soll zur Durchführung eines Mikrowurfes (Abb. 9) lediglich für die Trennung der Rinnenladung mit der Förderorganoberfläche ausreichend sein. Die Verbindungen aufgrund Partikelhaftkräften bleiben dabei erhalten und das Fördergut verhallt sich unter Wirkung der Vibration wie ein starrer Körper.

[4] Quelle: VDI-Richtlinie Nr.: 2333 1965

Wird dabei dagegen von einem amplitudengesteuerten Vorgang $P{\sim}S_R(t)$ mit

$$\bar{P} = f \cdot S_R(t) \int_{F(0)}^{F(T)} dF = f \cdot S_R(t) \cdot F \qquad 0.4$$

gesprochen, wird die dem System in einer Periode zugeführte Energie $W(t) = S_R(t) \cdot F$ über dem Gesamtprozess amplitudenabhängig.

Bei höheren Fördergeschwindigkeiten kann dem Schüttgut über eine hohe Schwingungsleistung also genug Energie zugeführt werden damit sich die interpartikulären Verbindungen im Material auf der Förderrinne trennen. Die Eigenschaften des Schüttgutes verändern sich dabei dermaßen, dass sich folgende Mechanismen vorstellen lassen: Durch den erhöhten Anteil der Hohlräume im Fördermaterial wächst Aufnahmekapazität des momentan auf der Rinne befindenden Materialvolumens, dabei wird die Fördergeschwindigkeit höher gesetzt und die Fördermasse erhöht sich durch die sich aus dem Bunker in den Fördervolumen eindringenden Partikel. Wird die Geschwindigkeit dagegen reduziert, behält der Materialstrom länger seine hohe Geschwindigkeit aufgrund der Massenträgheit und verringerter Innenreibung und die Masse des Materials auf der Rinne im Bereich des Nachfüllbehälters wird kleiner.

Die Nutzung der erläuterten Phänomene zur Erzeugung einer Massendiskontinuität in einem sonst konstanten Materialstrom, wurde auf einem speziell entwickelten und gebauten Prüfstand (Abb. 10 links) mit einer Steuer- und Auswerteeinheit auf Basis eines MATLAB® Quellcods verifiziert.

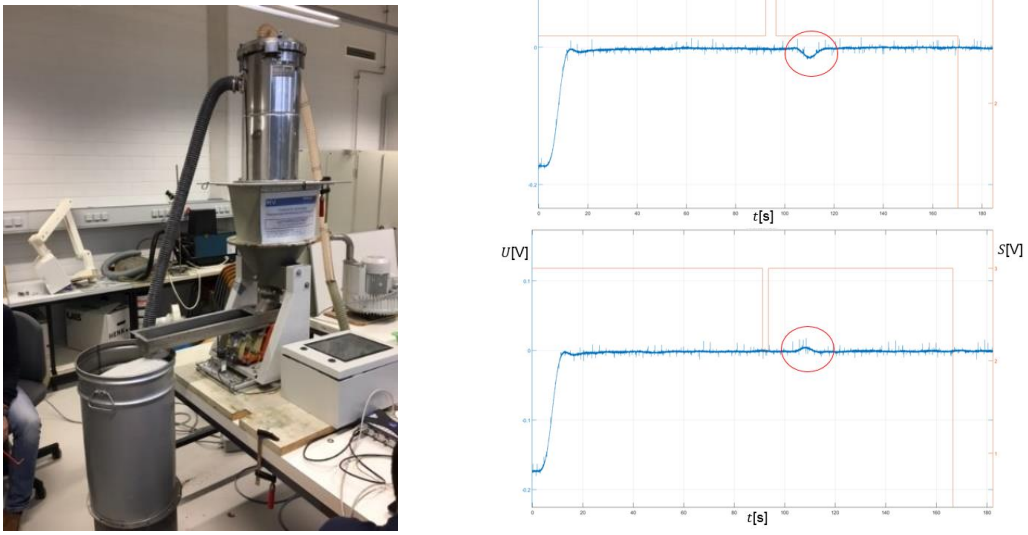


Abb. 10 Prüfstand zur messtechnischen Validierung des Messprinzips (links), Zeitsignal des wiegenden Sensors (blaue Kurve) sowie Veränderung der Fördergeschwindigkeit durch Sprung im Anregungssignal (orange Kurve) des Förderers (rechts).

Aufgrund einer hohen Wiederholbarkeit der Messergebnisse ist das Muster des Zeitsignals (Abb. 10 rechts) als charakteristisch zu bewerten. In Abhängigkeit von Steuerparameter des Förderers weist das Zeitsignal auf eine unterschiedliche Belastung des Förderstroms mit der Fehlermasse hin, die neben einer guten Auswertbarkeit des Signalverlaufs so geringgehalten werden muss, dass die Genauigkeitsanforderungen an Massenstrommessung nicht verletzt werden. Dies ist die Aufgabe der aktuell fortlaufenden Forschung.

Odometrie bei Laufrobotern nach Vorbild der Entfernungs- und Steigungsmessung von Wüstenameisen *Cataglyphis spec.*

Odometry in legged robots based on the measuring capabilities of desert ants *Cataglyphis spec.* regarding distance and inclination

Barbara Schlögl [1], Tobias Seidl [1], Toni Wöhrl [2], Tobias Bruckmann [3], Dieter Schramm [3]
[1] Westfälische Hochschule, Westfälisches Institut für Bionik, 46397 Bocholt, Deutschland
[2] Friedrich-Schiller-Universität Jena, Bewegungswissenschaft/Biomechanik, 07749 Jena, Deutschland
[3] Universität Duisburg-Essen, Lehrstuhl für Mechatronik, 47057 Duisburg, Deutschland
Email: barbara.schloegl@w-hs.de

Kurzfassung

Ameisen der Gattung *Cataglyphis* sind in der Lage, auf Basis propriozeptiver Signale zu navigieren. Dabei werden Odometrie und der Neigungswinkel des Untergrunds über die Beinbewegung ermittelt. Das System ist robust und funktioniert mit geringem rechnerischen Aufwand. Dadurch eignet es sich als Vorbild für die Navigation von Laufrobotern in schwierigem Gelände. Ziel ist die Entwicklung eines breit anwendbaren generischen Systems, das über ein bionisch inspiriertes Odometer verfügt. Im Speziellen wird untersucht, ob die charakterisierende Größe in der Neigungsbestimmung die in den Beinen wirkenden Kräfte sind. Die Positionierung der Kraftsensoren im Ameisenbein legt eine weitere Vereinfachung auf die in den Gelenken auftretenden Drehmomente nahe. Die Implementierung des Odometers wird in einer Simulation sowie an einer robotischen Einzelbeinplattform validiert. Vorteile dieses Systems sind die kostengünstige und kompakte Implementierung, die im besten Fall keine zusätzlichen Sensoren benötigt und eine Positionsbestimmung in Echtzeit ohne externe Infrastruktur ermöglicht.

Abstract

Desert ants *Cataglyphis* are able to navigate on proprioceptive signals. Their approach is robust and needs little computational effort, therefore it can be used to develop a navigation system for legged robots in difficult terrain. The goal is to develop a generic system with a wide range of applications, that uses a bionically inspired odometer. In the animal, odometry and the substrate's inclination are measured from leg movement. After ruling out other sources of information, the research now focuses on the forces acting on the ant's legs. The position of the force sensors suggests these can be simplified to only consider the joint torques. The odometer's implementation will be validated in simulation as well as on a robotic single leg platform. The systems benefits include cheap and compact packaging, ideally without additional sensors, that allow real time positioning without relying on external infrastructure.

Einleitung - Motivation

Im Gegensatz zu heimischen Ameisenarten, die in der Regel die Futtersuche über die bekannten Ameisenstraßen koordinieren, müssen Vertreter der Gattung *Cataglyphis fortis* große individuelle Navigationsleistungen vollbringen. Da sie in Wüstengebieten heimisch sind, ist die Orientierung via volatiler Pheromone gar nicht und mit visuellen Landmarken nur eingeschränkt möglich. Trotzdem vermögen die Tiere ihr Nest auch nach ausgedehnter Futtersuche, welche sie in Entfernungen bis zu mehreren zehntausend Einheiten Körperlänge bringen kann, zuverlässig wiederzufinden. Diese herausragende Navigationsleistung, welche unter schwierigsten Bedingungen mit beschränkten neuronalen Fähigkeiten durchgeführt wird, macht sie zu einem geeigneten Vorbild für die Odometrie in Laufrobotern. Aktuelle technische Umsetzungen der Positionsbestimmung von Robotern sind meist auf externe Infrastruktur angewiesen, wie GPS, Beacons oder andere Referenzsignale [1]. Im Gegensatz dazu beruht das Funktionsprinzip der Ameisenodometrie auf rein idiothetischen Signalen. Eine Übertragung des Prinzips würde also den Einsatz in Gebäuden, in unerforschtem oder schwer zugänglichem Gelände, wie bei der Höhlenforschung, Unterwassereinsätzen sowie robotischen Weltraummissionen oder bei Zusammenbruch der Infrastruktur, beispielsweise nach Naturkatastrophen, zulassen.

Weitere Vorteile liegen in der Robustheit des Systems gegen äußere Störungen, des kompakten Designs und des geringen Rechenaufwands, wodurch schnell und dynamisch die kontinuierliche Bestimmung der aktuellen Position ermöglicht wird.

In Anwendungen, in denen externe Sensoren oder vorhandene Odometer verfügbar sind, stellt die auf der Ameisenodometrie basierende Methode eine zusätzliche Möglichkeit der Positionsbestimmung in Echtzeit dar. Dies erhöht die Redundanz des Systems und ist im besten Fall ohne zusätzliche Sensoren implementierbar.

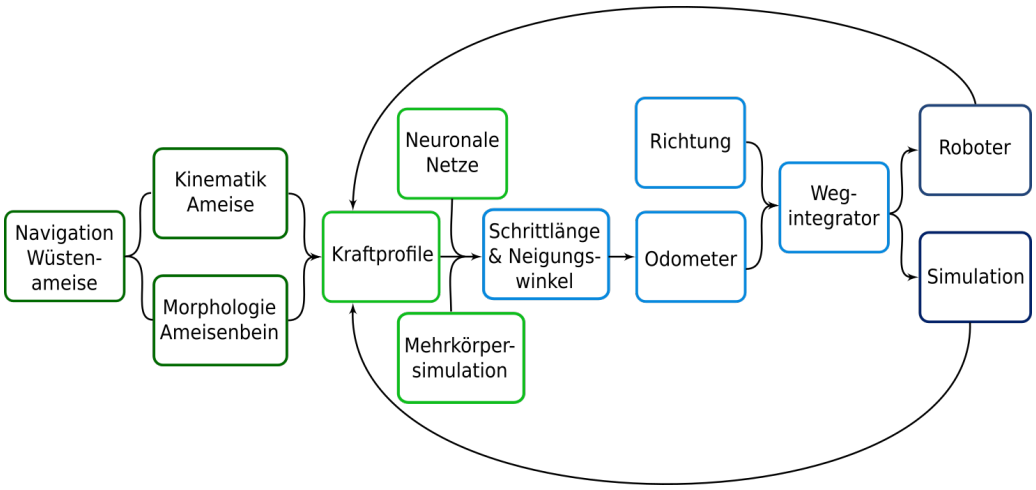


Bild 1 Strukturplan des Projekts. Farben markieren die Themenfelder des bionischen Entwicklungsprozesses. *dunkelgrün* - Analyse des biologischen Vorbilds *grün* - Abstraktion des Wirkprinzips *blau* - Technische Umsetzung *dunkelblau* - Implementierung und Validierung des Produkts

Strukturplan des Projekts

Die Übertragung der Ameisenodometrie auf eine technische Umsetzung folgt dem bionischen Entwicklungsprozess [2]. Die notwendigen Schritte umfassen die Analyse des biologischen Vorbilds, die Abstraktion des Wirkprinzips, bis zur technischen Umsetzung, in diesem Fall in Robotik und Simulation (**Bild 1**). Vorteil dieser Vorgehensweise ist, dass drei Ziele gleichzeitig erreicht werden können. Zum Einen ermöglicht sie die Validierung von Hypothesen darüber, wie die Odometrie in Wüstenameisen funktioniert sowie das Ableiten weiterer verhaltensbiologischer Experimente, die weiteren Aufschluss über das biologische Vorbild geben können. Darüber hinaus kann ein Produkt entwickelt werden, welches die Anwendung auf einer technischen Plattform zulässt.

Biologisches Vorbild Zunächst muss das zugrundeliegenden Funktionsprinzip des biologischen Vorbilds analysiert werden. Hierzu sind bereits grundlegende Mechanismen mit Hilfe der Verhaltensbiologie erforscht worden. Diese werden in Kapitel 3 im Detail erläutert. Die Wüstenameisen *Cataglyphis spec.* betreiben Wegintegration, so dass sie zu jeder Zeit über einen aktuellen Heimvektor verfügen, welcher Entfernung und Richtung zum Nest umfasst. Die Informationen, die das Tier prinzipiell über seine Umgebung sammeln kann, bilden die Grundlage der Positionsbestimmung und legen somit Wirkprinzip und Design des Ameisenodometers fest. Die notwendige Kompassinformation wird aus dem Sonnenstand extrahiert [3]. In Verhaltensexperimenten wurde nachgewiesen, dass die Odometrie und der Neigungswinkel des Untergrundes über die Beinbewegung ermittelt werden, indem weitere Hypothesen über die Wirkungsweise widerlegt werden konnten. So kann ausgeschlossen werden, dass die Haarfelder, welche Informationen über die Stellung der Beine übertragen, für die Odometrie ausschlaggebend sind. Selbst wenn diese unbrauchbar gemacht werden, sind die Tiere immer noch in der Lage zuverlässig zum Nest zurück zu finden. Ebenso ist die zeitliche Dauer und Abfolge von Stand- und Schwungphase nicht mit dem Neigungswinkel korreliert, kann also zur Bestimmung desselben nicht herangezogen werden [4]. Optische Signale werden aus lateraler Richtung überhaupt nicht und aus ventraler Richtung nur zu weniger als 10% verarbeitet [5,6]. Energieverbrauch als Indikator wurde ebenfalls ausgeschlossen, da die Entfernungsmessung nicht von der zusätzlichen Last beim Futtertransport beeinflusst wird [7]. Als Kandidat bleiben die sogenannten campaniformen Sensillen, welche Verformungen des Exoskeletts messen und somit die im Bein auftretenden Kräfte erfassen.

Abstraktion des Wirkprinzips Für die Implementierung des Odometers in einem technischen System wie einem Laufroboter ist die Abstraktion und Übertragung der Funktionsweisen des biologischen Systems notwendig. Aus den Verhaltensexperimenten folgt, dass die Beinbewegung entscheidend für die Navigationsleistung ist. Dementsprechend wird untersucht, welche Informationen zur Bestimmung der Schrittlänge und des Untergrundneigungswinkels notwendig und hinreichend sind. Die Untersuchungen umfassen die Analyse der Kinematik und die Lokalisation der am Ameisenbein vorhandenen Kraftsensoren. Dieser Aspekt wird in Kapitel 4 behandelt. Aus den dort vorgestellten Ergebnissen ergibt sich die Näherung, nur die Drehmomente in den Gelenken zu betrachten. Diese müssen mit dem Neigungswinkel des Untergrunds korreliert werden, um diesen Zusammenhang in der Anwendung nutzen zu können. Dabei ist zu beachten, dass die Kraftprofile von weiteren Faktoren in ihrer Ausprägung verändert werden können. Diese umfassen beispielsweise Stick-Slip-Effekte, Beladung, Geschwindigkeit, Beinproportionierung und Skalierung. Die Korrelation der Kraftprofil-Rohdaten mit der Schrittlänge und dem Neigungswinkel wird über eine Modellierung in einer Mehrkörpersimulation realisiert. Ein paralleler Ansatz, welcher sich näher am biologischen Vorbild orientiert, ist die Verknüpfung über Künstliche Neuronale Netze. Auf diesem Gebiet sind be-

reits vielversprechende Konzepte implementiert [8], deren Erweiterung zusätzliche Erkenntnisse über das biologische Vorbild hervorbringen könnte.
Untersuchungen an einem robotischen Einzelbein ermöglichen die Anpassung und Übertragung des Konzepts auf eine technische Anwendung.

Technische Umsetzung Richtung, Schrittlänge und Neigungswinkel sind ausreichend, um eine Wegintegration (PI) durchzuführen. Die Richtung wird als gegeben angenommen, da der von den Ameisen verwendete Sonnenkompass nicht steigungsabhängig ist [3]. Somit kann es als von der Odometrie unabhängiges System implementiert werden und beeinflusst das Konzept des Projekts nicht. Mit den drei genannten Parametern kann durch die Integration jedes Schrittes zu jedem Zeitpunkt die aktuelle Position als Abstand vom Ausgangspunkt und Polarwinkel zur Ausgangsorientierung angegeben werden. Dies ermöglicht die erfolgreiche Navigation zurück zum Ausgangspunkt. Die Validität der getroffenen Annahmen kann durch die Implementierung des Odometers auf einer technischen Plattform getestet werden. Zusätzlich werden die Hypothesen in einer Simulation getestet. Diese ist zunächst niederschwelliger umzusetzen als die mechanische Lösung und lässt zudem eine Modellierung näher am biologischen Vorbild zu, da sie nicht durch bauliche Beschränkungen begrenzt wird. Perspektivisch ist darüber hinaus die Umsetzung eines vollständigen Wegintegrationssystems auf einem robotischen Hexapod geplant. Dadurch zeigt sich die Praktikabilität der Übertragung der Ameisennavigation auf technische Systeme.

Erkenntnisse über das biologische Vorbild Wenn es möglich ist mit den getroffenen Annahmen ein funktionierendes Wegintegrationssystem zu implementieren, gibt das Hinweise darauf, wie die Wegintegration bei den Wüstenameisen funktioniert. Daraus können wieder neue Verhaltensexperimente entwickelt werden, welche weitere Erkenntnisse über die Wüstenameisen *Cataglyphis spec.* zulassen.

Navigationsleistung Wüstenameise

Die grundlegende Navigation der Wüstenameise *Cataglyphis spec.* ist durch Verhaltensexperimente gut belegt [3, 9, 10]. Die Tiere verlassen das Nest in der Mittagshitze auf der Suche nach anderen Lebewesen, welche an äußeren Einflüssen verendet sind. Dazu beginnen Sie in einem gewissen Abstand vom Nest mit einem Suchlauf (**Bild 2**, schwarze Linie). Findet das Tier Futter, transportiert es dieses auf direktem Wege zum Nest zurück (Bild 2, blaue Linie) [10]. Um diese Navigationsleistung zu erbringen, muss die Ameise jederzeit die Informationen über Richtung und Entfernung zum Nest besitzen. Die notwendige Richtung wird aus dem Sonnenkompass gewonnen [3]. Bei jedem Schritt wird dann die Länge integriert und der aktuelle Heimvektor aktualisiert [9, 11]. Dabei wird die Neigung des Untergrunds ebenfalls berücksichtigt. Die Arbeit von Wohlgemuth et al. [12] zeigt, dass vermutlich eine ebene Projektion des Schrittes und damit die Luftlinie zum Nest zur erfolgreichen Navigation ausreicht. Es ist aber noch offen, wie diese Projektion stattfindet, im Speziellen, wie der benötigte Neigungswinkel ermittelt wird. Seidl [4] formuliert die Hypothese, dass die Steigungsbestimmung über die Kraftverläufe im Bein möglich ist. In den Arbeiten von Reinhardt [13] und Wöhrl [14] wird sie als zutreffend beschrieben und soll nun technisch implementiert und validiert werden.

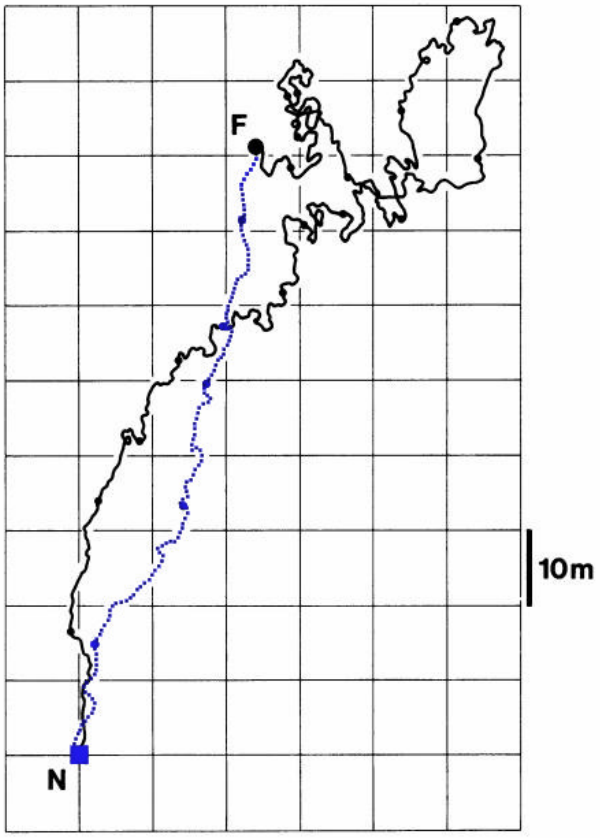


Bild 2 Route einer einzelnen Wüstenameise bei der Futtersuche. Hinweg schwarz, Rückweg blau, N bezeichnet das Nest, F die Futterstelle. Nach [10]

Analyse biologisches Sensorsystem

Durch die vorhandenen Kraftsensoren wird festgelegt, an welchen Stellen im Bein die wirkenden Kräfte wahrgenommen werden können, wohingegen Kinematik und Beinmorphologie die Größe und Richtung der auftretenden Kräfte beeinflussen.

Sensoren Wüstenameisen der Gattung *Cataglyphis spec.* verfügen über sogenannte campaniforme Sensillen, welche die auftretenden Beinkräfte messen. Die Beine zweier Individuen wurden mit Hilfe eines Rasterelektronenmikroskops (REM) (TM 3030, Hitachi, Japan) nach diesen Sensillen abgesucht. Die Beine wurden einzeln abpräpariert und die sechs Beine eines Individuums auf jeweils einen Probenteller aufgebracht. Die Teller wurden in einem Sputter Coater (Cressington 108auto, Cressington Scientific Instruments, England) 60 Sekunden lang bei 30 mA mit Gold bedampft. Das hintere linke Bein eines Exemplars wurde bei 1500-facher Vergrößerung in mehreren Einzelbil-

dern erfasst, welche anschließend zu einem vollständigen hochauflösenden Bild zusammengefügt wurden. Dadurch wurde gewährleistet, dass die vorhandenen Sensillen aufgefunden werden können. Diese sind von ovaler Form mit den Achsenlägen (8,3 ± 1,5) µm und (2,3±0,3) µm. Anschließend wurden mit dem Vorwissen dieser Positionen die anderen Beine mit besonderem Augenmerk auf die bereits identifizierten Stellen abgesucht. Die Sensillen kommen vereinzelt vor, die Mehrzahl ist aber zu Sensorfeldern angeordnet. Diese Sensorfelder sind auf allen untersuchten Beinen aufzufinden und kartographiert worden. Die überwiegende Anzahl ist in der Nähe der Gelenke, insbesondere der Coxa, dem körpernähesten Gelenk, zu finden (**Bild 3**).

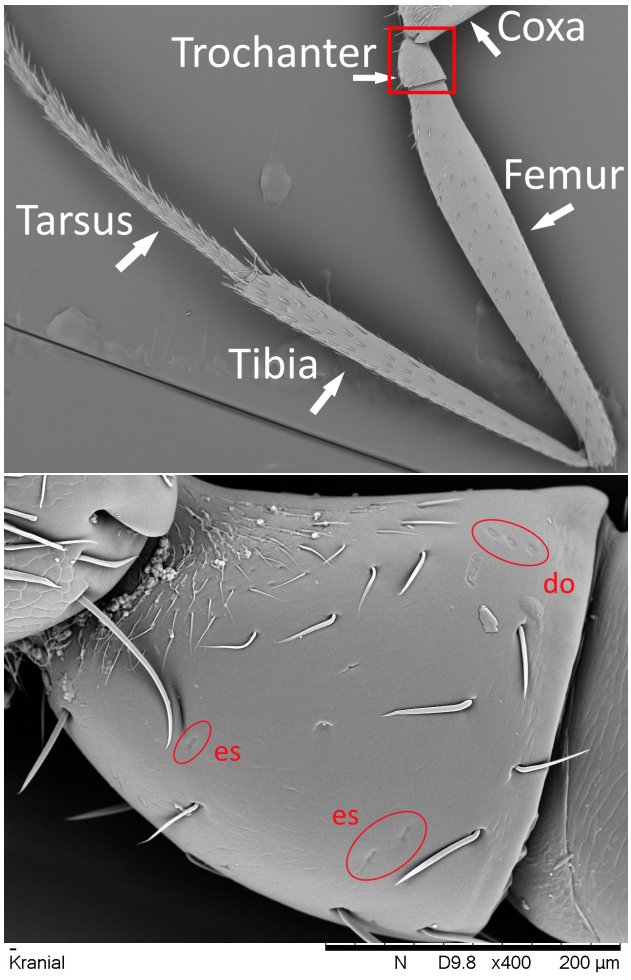


Bild 3 Oben: Rasterelektronenmikroskopische Aufnahme eines Beins einer *Cataglyphis fortis*. Beschriftung der Anatomie des Beins: Die Coxa ist die Verbindung zum Ameisenkörper, Coxa und Trochanter entsprechen dem Hüftgelenk, Femur dem Oberschenkel, Tibia dem Unterschenkel und Tarsus dem Fuß. Roter Rahmen markiert den vergrößerten Ausschnitt.
Unten: Vergrößerter Ausschnitt des Trochanters. Rote Kreise markieren Felder von Kraftsensoren (campaniforme Sensillen). 'es' markiert vereinzelte Sensoren, 'do' das dorsale Feld. In weiteren Perspektiven (nicht dargestellt) sind weitere charakteristische Felder erkennbar, welche auf allen untersuchten Beinen zu finden sind.

Kinematik Zur Untersuchung der Kinematik und der auftretenden Bodenreaktionskräfte stehen Hochgeschwindigkeitsaufnahmen des Laufs von Wüstenameisen zur Verfügung. Diese umfassen Sequenzen von *Cataglyphis fortis* auf verschiedenen Steigungen mit gleichzeitiger Erfassung der Bodenreaktionskräfte mittels eigens konstruierter Kraftmessplatte [13]. Die Position von Schwerpunkt, Hüftgelenk (Coxa-Trochanter Gelenk), Knie (Femur-Tibia Gelenk) und Fußspitze (Tarsus) wird erfasst und zur weiteren Auswertung digitalisiert (**Bild 4**, Kapitel 6.2). Aus Vorarbeiten an diesen Daten ist ersichtlich, dass die Bodenreaktionskräfte des biologischen Systems mit der Untergrundneigung korreliert sind (**Bild 5**). So wandeln sich die Kräfte der Vorder- und Hinterbeine in Abhängigkeit des Steigungswinkels von Schub- zu Zugkräften, außerdem wechselt die Aufgabe des primären Antriebs von den Vorder- zu den Hinterbeinen [14].

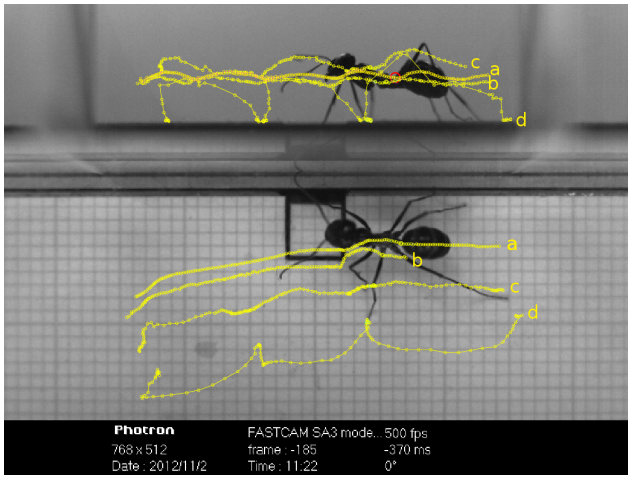


Bild 4 Einzelbild einer Wüstenameise *Cataglyphis fortis* auf ebenem Untergrund (Neigungswinkel 0°). Blick von oben, Seitansicht über einen Spiegel im 45° Winkel. Das schwarze Viereck markiert die Position der Kraftmessplatte. Gelbe Punkte zeigen die nachverfolgten Punkte im Schwerpunkt (a), am Coxa-Trochanter Gelenk (b), Femur-Tibia Gelenk (c) und Spitze des Tarsus (d) über alle Frames des Videos.

Die Untersuchungen der auftretenden Beinkräfte und der vorhandenen Sensoren geben Aufschluss darüber, welche charakteristischen Messwerte für die Odometrie von Bedeutung sind. Im weiteren Verlauf wird in Hinblick auf die Sensorik insoweit vom biologischen Vorbild abgewichen, als dass der explizite Nachbau der campaniformen Sensillen nicht angestrebt wird, sondern technische Sensoren zum Einsatz kommen sollen. Darüber hinaus wird aufgrund der Positionierung der Sensorfelder in Gelenknähe in erster Näherung angenommen, dass die Messung der Drehmomente in den Gelenken ausreichend ist für die Bestimmung des Neigungswinkels.

Technisches System

In dem Mehrkörpersimulator ADAMS 2014 (MSC.Software Corporation, USA) wird zunächst ein einfaches geometrisches Modell der Ameise erstellt, um die Korrelation zwischen Belastung der Gelenke und Nei-

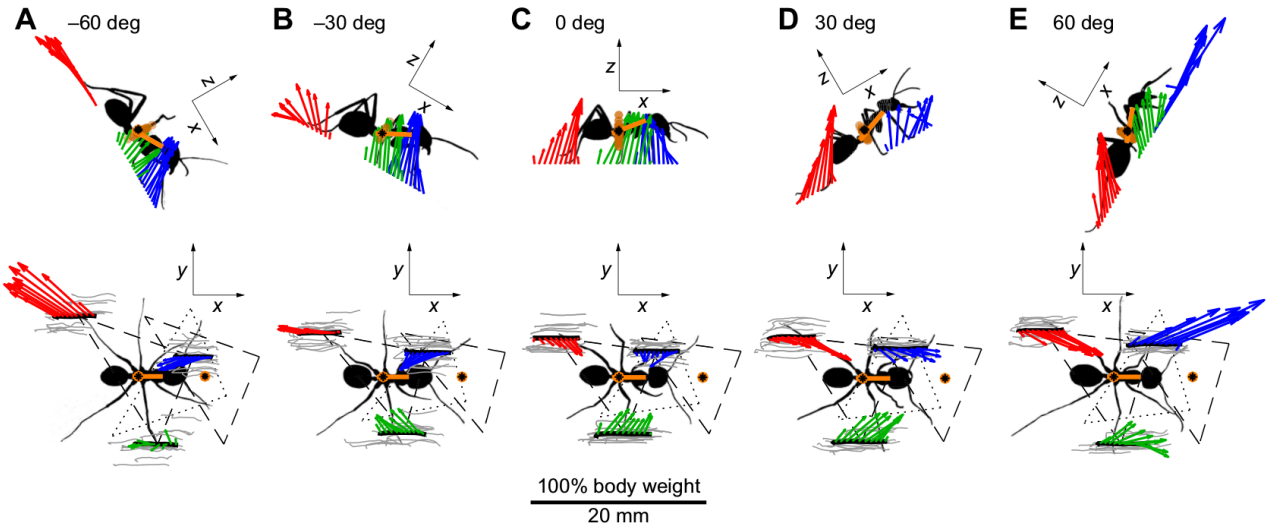


Bild 5 Mittlere Bodenreaktionskraftvektoren und mittlere Schrittmuster einer Wüstenameise *Cataglyphis fortis* auf unterschiedlich geneigten Untergründen. (A) Steile Abwärtsneigung (B) Leichte Abwärtsneigung (C) Ebene (D) Leichte Aufwärtsneigung (E) Steile Aufwärtsneigung. Laufrichtung ist in x-Richtung von links nach rechts. Rote, grüne und blaue Pfeile bezeichnen die mittleren Bodenreaktionskraftvektoren von jeweils Hinter-, Mittel- und Vorderbein. [14]

gungswinkel des Untergrundes herzustellen. Der sogenannte Tripod-Gang, in dem im Wechsel immer drei Beine gleichzeitig Bodenkontakt haben, ist die bevorzugte Gangart der Ameisen. Deshalb wird das System zunächst vereinfacht als quasistatischer Tripod angenommen. Die Längen und Winkel der Konfiguration werden aus den Hochgeschwindigkeitsvideos ermittelt. Die Beine werden als Zylinder ohne Eigengewicht genähert. Durch das Einleiten der Bodenreaktionskräfte können die Drehmomente in den Gelenken ermittelt und den entsprechenden Neigungswinkeln zugeordnet werden.

Validierung

Die Validierung der aufgestellten Hypothesen wird in der Simulation und an einem technischen System vorgenommen. Zunächst wird die Zulässigkeit der Vereinfachung auf Drehmomente an einer robotischen Einzelbeinplattform überprüft.

Robotische Einzelbeinplattform

Die Überprüfung der Simulationsergebnisse wird an einer Einzelbeinplattform vorgenommen. Diese besteht aus einem einzelnen Bein, welches sich auf einer Schiene translatorisch in horizontaler Richtung bewegen kann. Drei Servomotoren (Dynamixel MX-64AT, ROBOTIS, Korea) sind durch im 3D-Druckverfahren gefertigte, dem Ameisenbein proportionale Verbindungsstücke (MakerBot Replicator 2, MakerBot Industries, USA, renkforce PLA Filament 1.75 mm) verbunden (**Bild 6**). Die Servomotoren werden über eine ROS-Schnittstelle (Open Source Robotics Foundation, rosdistro kinetic, rosversion 1.12.12, http://ros.org) angesteuert und sind mit internen Sensoren zur Bestimmung des Drehmoments über die Stromaufnahme ausgestattet. Der Aufbau ist modular gehalten, so dass ein leichter Austausch möglich ist und zudem der Einfluss des Designs auf die Kraftverteilung evaluiert werden kann. In einer ersten Messung war die prinzipielle Fortbewegung in Richtung der Schiene mit gleichzeitiger Aufnahme der Last in den Servos möglich. Für belastbare Ergebnisse sind nach der Feineinstellung der Komponenten weitere Messreihen notwendig.

Bild 6 Robotischer Einzelbeinaufbau. Die modularen Verbindungsstücke (3D-Druck MakerBot Replicator 2, MakerBot Industries, USA, renkforce PLA Filament) (orange) zwischen den drei Servomotoren (Dynamixel MX-64AT, ROBOTIS, Korea) (schwarz) sind in der Länge proportional zum Ameisenbein. Die Bewegung ist über einen Holzschlitten auf einer Schiene in translatorischer Richtung möglich. Bewegungsrichtung ist von rechts nach links

Robotersimulation Gazebo

Die Simulation der Einzelbeinplattform und des naturähnlichen Hexapods wird in dem quelloffenen Robotersimulator Gazebo (version 7.0.0, Open Source Robotics Foundation, http://gazebosim.org/) durchgeführt, da dieser simultan zur Roboterplattform über eine ROS Schnittstelle angesprochen werden kann. Die Beinbewegung wird aus den Hochgeschwindigkeitssequenzen extrahiert. Dazu wird die Bewegung von Hüftgelenk (Coxa-Trochanter Gelenk), Knie (Femur-Tibia Gelenk) und Fußspitze (Tarsus) relativ zur Bewegung des Schwerpunkts in allen drei Raumrichtungen vermessen und digitalisiert (Bild 4). Aus diesen Daten ergibt sich die Kinematik der Gelenkwinkel über die Zeit, sowie eine einfache Geometrie des Ameisenbeins. Die Geometrie wird in das Unified Robot Description Format (URDF) überführt und das Modell in Gazebo importiert (**Bild 7**). Anschließend werden über die Schnittstelle zu ROS die Gelenkwinkel gesteuert.

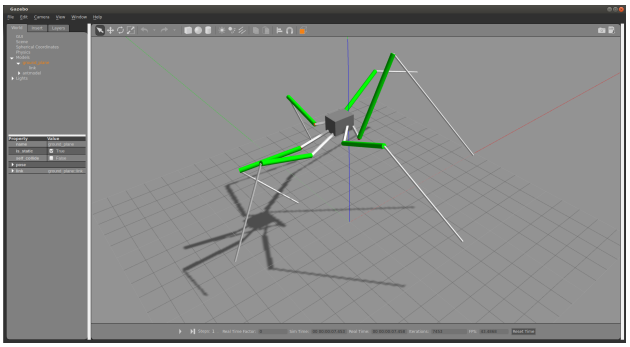


Bild 7 Vereinfachtes Modell einer Wüstenameise im Robotersimulator Gazebo. Grauer Kasten: Körper mit Masse vereinigt im Schwerpunkt, weiße Zylinder: virtuelle Verbindungen vom Schwerpunkt zu den jeweiligen Hüftgelenken, grüne Zylinder: vereinfachte Oberschenkel (Verbindung von Hüfte (Coxa) zu Kniegelenk (Femur-Tibia Gelenk)), daran anschließende weiße Zylinder: Vereinigung von Unterschenkel (Tibia) und Fuß (Tarsus). Die Bewegungsrichtung ist von rechts nach links auf ebenem Untergrund.

Durch rein kinematisches Nachfahren der Bewegung ist das Modell in der Lage sich vorwärts zu bewegen. Reibungskoeffizienten, Stick-Slip-Effekte und weitere Einflussfaktoren sind im aktuellen Stand des Modells noch nicht vollständig implementiert. Dadurch rutscht das Modell in der Stemmphase unkontrolliert weg. Folglich sind die Kraftprofile des Modells noch nicht deckungsgleich mit den experimentell ermittelten Kraftprofilen der Wüstenameise.
Im Simulationsmodell können die getroffenen Hypothesen bestätigt oder notwendige Anpassungen identifiziert werden. Es werden weitere Messreihen kostengünstig erzeugt, welche zur Optimierung des Odometerdesigns genutzt werden.

Status des Projekts

Die **Navigation**sleistung der Wüstenameise *Cataglyphis spec.* stellt einen guten Ausgangspunkt für eine bionische Übertragung auf die Positionsbestimmung von Laufrobotern dar (**Bild 8**). Dabei sind durch Verhaltensexperimente die Grundlagen des Funktionsprinzips bekannt. Untersucht wird, wie die Schrittlänge und der Neigungswinkel über die auftretenden Beinkräfte propriozeptorisch ermittelt werden können. Dabei wird das in der Bionik übliche Bottom-up-Verfahren angewendet. Die Untersuchungsmöglichkeiten am biologischen Vorbild sind durch die geringe Größe der Tiere und die Komplexität des biologischen Organismus begrenzt. Die grundlegenden Prinzipien konnten aber ermittelt werden und dienen als Grundlage für die Übertragung auf ein technisches System.

Die Auswertung der Hochgeschwindigkeitsvideos ermöglicht die Analyse der **Kinematik** der Wüstenameise bei verschiedenen Neigungswinkeln. Die Bewegung bei ebener Fortbewegung ist bereits für alle relevanten Punkte digitalisiert und wird zur weiteren Untersuchung verwendet. Zu weiteren Neigungswinkeln stehen die Rohdaten und teilweise die Digitalisierung einiger Punkte zur Verfügung.

Untersuchungen der **Morphologie** des Ameisenbeins ergeben, dass die Kraftsensoren hauptsächlich in der Nähe der Gelenke, insbesondere des Hüftgelenks anzutreffen sind. Damit wird begründet, dass in erster Näherung nur die Drehmomente in den Gelenken berücksichtigt werden. Bestätigt sich diese These, so kann in der technischen Umsetzung, soweit verfügbar, auf interne Sensoren in den Motoren zurückgegriffen werden. Hierdurch ist das System sehr kostengünstig zu implementieren, da keine zusätzliche Sensorik notwendig ist.

Die Untersuchung der **Kraftprofile** steht noch am Anfang. Die Messungen am Tier sind zur Auswertung und zur Validierung verfügbar. Messungen am robotischen Einzelbein und der Simulation sind aktuell in der Durchführung. Effekte wie Stick-Slip, Beladung, Geschwindigkeit und weitere sind noch nicht berücksichtigt, sind aber für die tatsächliche Implementierung nicht zu vernachlässigen.

Der Ansatz über **Neuronale Netze** hat in einem ersten Test zufriedenstellende Ergebnisse erzielt. Es werden noch umfangreichere Messreihen benötigt, um belastbare Aussagen treffen zu können.

In der **Mehrkörpersimulation** wurde ein einfaches geometrisches Modell erstellt, allerdings sind wichtige Parameter noch nicht implementiert, so dass noch keine vorläufigen Ergebnisse erzielt werden konnten.

Von den Eingangsgrößen des Wegintegrationssystems wird die **Richtung**, die über den Sonnenkompass ermittelt wird, als gegeben angenommen und nicht als Teil des Projekts aufgefasst.

Die Extraktion von **Schrittlänge und Neigungswinkel** wird umgesetzt, sobald die Ergebnisse der Mehrkörpersimulation zur Verfügung stehen.

Der prinzipielle Aufbau des **Wegintegrators** ist bekannt,

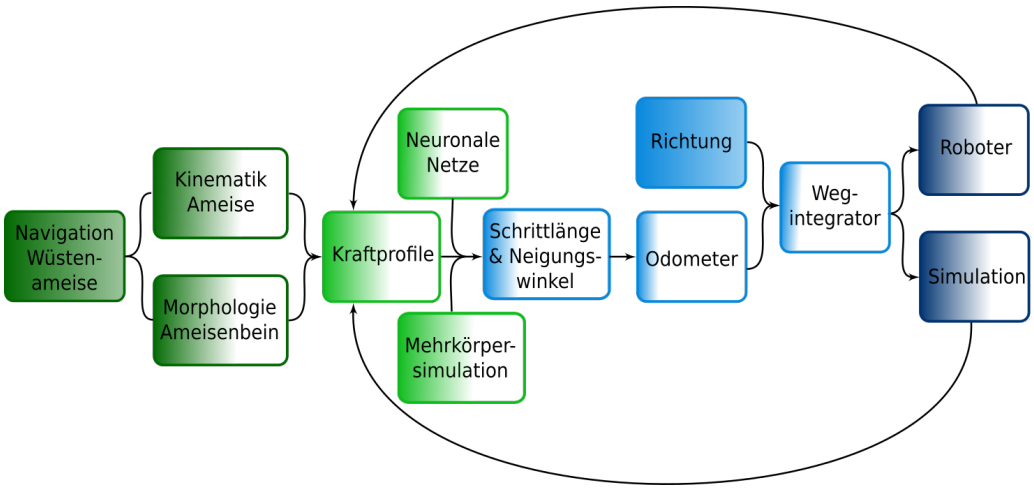


Bild 8 Strukturplan des Projekts. Hintergrundfüllung gibt den ungefähren Bearbeitungsstand des jeweiligen Themenfelds an.

die tatsächliche Implementierung erfolgt zu einem späteren Zeitpunkt.

Die Validierung der Ergebnisse an einer Einbein-**Roboterplattform** ist möglich. Das Einzelbein kann sich in translatorischer Richtung bewegen. Weitere Verbesserungen sind in Arbeit. Perspektivisch ist die Validierung an einer vollständigen sechsbeinigen Roboterplattform geplant.

In einer **Simulation** ist ein einfaches geometrisches Modell, proportional zu den Extremitäten der Ameise implementiert. Ebenso eine Simulation der robotischen Einzelbeinplattform. Das Modell ist in der Lage sich vorwärts zu bewegen, allerdings ist die Bewegung noch nicht vollkommen naturgetreu.

Insgesamt stützen die Zwischenergebnisse bislang die aufgestellten Hypothesen und den veranschlagten Strukturplan des Projekts.

Nächste Schritte

Der aktuelle Bearbeitungsstand der Themenfelder ist im vorigen Kapitel dargelegt. Daraus ergeben sich die nächsten Arbeitspakete.

Vervollständigung der Kraftprofile

Ein zentraler Punkt des Projekts ist die Simulation und Auswertung von Laufmustern, sowohl des biologischen Vorbilds, als auch einer technischen Umsetzung. Diese liefern Kraftprofile unter Berücksichtigung von positiver und negativer Steigung, Stick-Slip-Effekten, Beladung, Bewegungsgeschwindigkeit, Beinproportionen und Skalierung. Zum aktuellen Bearbeitungsstand muss die Modellierung um diese Effekte erweitert werden, damit die Korrelation von Drehmomenten zu Neigungswinkel des Untergrundes hergestellt werden kann.

Verfeinerung der Modellierung

Bislang ist die Modellierung des Ameisenbeins sehr grob durch gerade Verbindungsstücke zwischen den Gelenken implementiert. Diese Abstraktion schränkt die Aussagekraft des Modells ein, weshalb eine 3D-Rekonstruktion des Ameisenbeins angefertigt wird. Dadurch werden präzisere Aussagen über die Kraftverläufe möglich. Mittels Photogrammetrie wird aus rasterelektronen- und lichtmikroskopischen Bildern ein 3D-Modell eines Ameisenbeins erstellt. Das Ergebnis wird in der Güte mit einer Mikro-CT-Rekonstruktion verglichen werden.
Das 3D-Modell wird in eine FEM-Simulation übersetzt, um die Kraftverläufe im Bein zu analysieren. Es wird geprüft, welche Kräfte an den Stellen auftreten, an denen im Ameisenbein Sensorfelder zu finden sind und durch welche speziellen Charakteristika sich diese auszeichnen. Es werden zudem die Drehmomente in den Gelenken modelliert und geprüft, ob bei einer technischen Umsetzung die Vereinfachung auf diese Momente zulässig ist oder zusätzliche Sensoren benötigt werden.

Erweiterung der Roboterplattform

Für die bestehende einbeinige Roboterplattform wird ein Laufband konstruiert, welches neigungsverstellbar ist und so die Kraftverhältnisse auf unterschiedlichen Steigungen annähert. An diesem Aufbau werden die auftretenden Kräfte und Momente ermittelt, mit den biologischen Daten verglichen und in das Odometer eingespeist. Die Kräfte werden zum Einen über die internen Drehmomentssensoren gemessen, zusätzlich kommen Dehnmessstreifen zum Einsatz. Dies ermöglicht das Überprüfen der Hypothese, ob eine Vereinfachung auf die internen Sensoren zulässig ist. Ist dies der Fall, hat die technische Umsetzung der Ameisenodometrie den Vorteil, dass sie ohne zusätzliche Sensoren auf bestehende Systeme implementierbar ist.

Finanzierungshinweis

Deutsche Forschungsgemeinschaft [BL 236/20-1 to R.B.]

Literatur

[1] Talluri, R.; Aggarwal, J.K.: *Position estimation techniques for an autonomous mobile robot?A review.* In: Handbook of Pattern Recognition and Computer Vision. World Scientific, 2011 S. 765-796.

[2] VDI Verein Deutscher Ingenieure (Hrsg.): *Bionik Konzeption und Strategie Abgrenzung zwischen bionischen und konventionellen Verfahren/Produkten* VDI 6220 Blatt 1. (2012)

[3] Wehner, R.: *Himmelsnavigation bei Insekten: Neurophysiologie und Verhalten.* Neurophysiologie und Verhalten. na, 1982.

[4] Seidl, T.; Wehner, R.: *Walking on inclines: how do desert ants monitor slope and step length.* FRONTIERS IN ZOOLOGY 5.1 (2008): 8.

[5] Ronacher, B.; Gallizzi, K.; Wohlgemuth S.; Wehner R.: *Lateral optic flow does not influence distance estimation in the desert ant, Cataglyphis fortis.* JOURNAL OF EXPERIMENTAL BIOLOGY (2000): 203:1113-1121

[6] Ronacher B.; Wehner, R.: *Desert ants Cataglyphis fortis use selfinduced optic flow to measure distances travelled.* JOURNAL OF COMPARATIVE PHYSIOLOGY (1995): 177:21-27. 16.

[7] Wehner, R.: *Taxonomie, Funktionsmorphologie und Zoogeographie der saharischen Wüstenameise Cataglyphis fortis (Forel 1902) stat. nov.* SENCKENBERGIANA BIOLOGICA (1983): 64:89-132. 2.

[8] Goldschmidt, D.; Manoonpong, P.; Dasgupta, S.: *A Neurocomputational Model of Goal-Directed Navigation in Insect-Inspired Artificial Agents.* FRONTIERS IN NEUROROBOTICS 11 (2017).

[9] Seidl, T.: *Insect navigation and path finding.* Acta Futura 4 (2008): 102-106.

[10] Müller, M.; Wehner, R.: *Path integration in desert ants, Cataglyphis fortis* NEUROBIOLOGY (1988)

[11] Wittlinger, M.; Wehner, R.; Wolf, H.: *The ant odometer: stepping on stilts and stumps.* SCIENCE 312.5782 (2006): 1965-1967.

[12] Wohlgemuth, S.; Ronacher, B.; Wehner, R.: *Distance estimation in the third dimension in desert ants.* JOURNAL OF COMPARATIVE PHYSIOLOGY A 188.4 (2002): 273-281.

[13] Reinhardt, L.: *Dynamik und Kinematik der Lokomotion von Formica polyctena.* Diss. Jena, Friedrich-Schiller-Universität Jena, Diss., 2014, 2014.

[14] Wöhrl, T.; Reinhardt, L.; Blickhan, R.: *Propulsion in hexapod locomotion: how do desert ants traverse slopes?* JOURNAL OF EXPERIMENTAL BIOLOGY 220.9 (2017): 1618-1625.

Duale Quaternionen für die Simultane Lokalisierung und Kartierung
Simultaneous Localisation and Mapping based on Dual Quaternions

Sami Charaf Eddine, Sascha Weil und Burkhard Corves, RWTH Aachen University, Institut für Getriebetechnik, Maschinendynamik und Robotik, 52072 Aachen, Deutschland, charaf_eddine@igmr.rwth-aachen.de

Kurzfassung

Die simultane Lokalisierung und Kartierung (engl. Simultaneous Localisation and Mapping bzw. SLAM) adressiert das Henne-Ei-Problem, die Karte einer unbekannten Umgebung zu erstellen und gleichzeitig den Pfad, also die Historie der geschätzten Posen eines mobilen Roboters, in dieser Karte zu bestimmen [1]. In der Literatur wurden zahlreiche Ansätze zur Lösung dieses Problems veröffentlicht, wobei heute der graphentheoretische Ansatz am weitesten verbreitet ist [2, 3]. Die Parametrisierung der Posen erfolgt dabei klassischerweise durch eine homogene Transformationsmatrix oder einen Positionsvektor und eine Quaternion.
In [4] wird erstmals ein Ansatz vorgestellt, der die Posen und die relativen Transformationen zwischen ebendiesen mit Hilfe dualer Quaternionen $\check{\mathbf{q}}$ parametrisiert (Abb. 1). Die Posen werden als Knoten und die relativen Transformationen als Kanten modelliert. Die initiale Schätzung der Knoten des Graphen erfolgt auf Grundlage der – oftmals ungenauen – Odometrie. Demgegenüber werden die Kanten durch Registrierung der an den entsprechenden Posen aufgenommenen laser- oder radarbasierten Messdaten parametrisiert. Als Ergebnis dieser Registrierung wird neben der relativen Transformation zusätzlich deren Unsicherheit in Form der Informationsmatrix $\mathbf{I}$ angegeben. Kanten, die nicht durch eine Registrierung, sondern durch Wiedererkennung einer vorherigen Pose entstehen, führen zu einer Kreisbeziehung im Graphen, sog. Loop Closure.

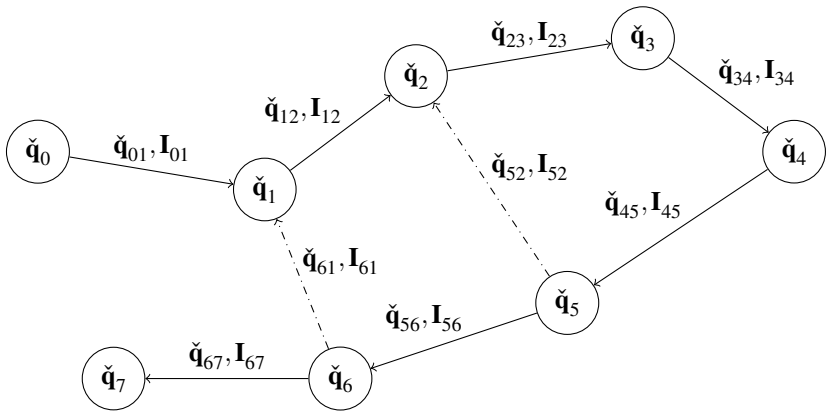


Abbildung 1: Graph-SLAM-Formulierung mit dualen Quaternionen (Loop Closures sind gestrichelt dargestellt)

Zur Optimierung des Graphen in Abb. 1 wird jeder Kante eine Fehlerfunktion zugewiesen, die die Abweichung der gemessenen relativen Transformation $\check{\mathbf{q}}_{ij}$ von der zwischen zwei Posenschätzungen berechneten relativen Transformation bemisst. Für zwei aufeinander folgende Posen $\check{\mathbf{q}}_i$ und $\check{\mathbf{q}}_j$ lässt sich der relative Posenfehler $\mathbf{e}_{ij}$ mit Hilfe des inversen Kompositionsoperators $\ominus$ wie folgt definieren:

$$\mathbf{e}_{ij}\left(\check{\mathbf{q}}_i, \check{\mathbf{q}}_j\right) = \left(\check{\mathbf{q}}_j \ominus \check{\mathbf{q}}_i\right) \ominus \check{\mathbf{q}}_{ij} \tag{1}$$

Unter Verwendung der Informationsmatrix $\mathbf{I}_{ij}$ wird jetzt der zu minimierende Gesamtfehler des Systems als die Summe der quadrierten Mahalanobis-Distanzen berechnet:

$$\check{\mathbf{q}}^* = \underset{\check{\mathbf{q}}}{\operatorname{argmin}} \sum_{ij} \mathbf{e}_{ij}^T \mathbf{I}_{ij} \mathbf{e}_{ij} \tag{2}$$

Zur Lösung von Gl. (2) wird der bekannte, iterative Gauss-Newton Algorithmus eingesetzt. Um eine überparametrisierte Darstellung zu vermeiden, wird der tatsächliche Posenraum, hier der Raum der dualen Einheitsquaternionen, als Mannigfaltigkeit betrachtet. Jeder Optimierungsschritt wird mithilfe einer minimalen Darstellung der Posen, etwa den Translationsvektoren $\mathbf{t}_i$ und den Vektoranteilen der realen Quaternionen $\mathbf{v}_i$, im Euklidischen Raum durchgeführt. Die resultierende minimale Aktualisierung der Posen $\Delta\check{\mathbf{q}}_{min}$ wird nun unter Verwendung eines geeigneten Projektionsoperators $\boxplus$ zurück auf die Mannigfaltigkeit projiziert:

$$\Delta\check{\mathbf{q}}_{min} \mapsto \check{\mathbf{q}} \boxplus \Delta\check{\mathbf{q}}_{min} \tag{3}$$

Die Fehlerfunktionen werden zunächst durch ihre Taylor-Entwicklung um die aktuellen Posenschätzungen approximiert:

$$\mathbf{e}_{ij}\left(\breve{\mathbf{q}} \boxplus \Delta\breve{\mathbf{q}}_{min}\right) \backsimeq \mathbf{e}_{ij} + \mathbf{J}_{ij,min}\Delta\breve{\mathbf{q}}_{min}, \tag{4}$$

wobei die Jacobi-Matrix bezogen auf die minimale Posendarstellung $\mathbf{J}_{ij,min}$ durch die volle Jacobi-Matrix $\mathbf{J}_{ij}$ und die konstante Matrix $\mathbf{G}$ ausgedrückt werden kann:

$$\mathbf{J}_{ij,min} = \left.\frac{\delta \mathbf{e}_{ij}\left(\breve{\mathbf{q}} \boxplus \Delta\breve{\mathbf{q}}_{min}\right)}{\delta \Delta\breve{\mathbf{q}}_{min}}\right|_{\Delta\breve{\mathbf{q}}_{min}=0} = \mathbf{J}_{ij}\left.\frac{\delta\left(\breve{\mathbf{q}} \boxplus \Delta\breve{\mathbf{q}}_{min}\right)}{\delta \Delta\breve{\mathbf{q}}_{min}}\right|_{\Delta\breve{\mathbf{q}}_{min}=0} = \mathbf{J}_{ij}\mathbf{G}. \tag{5}$$

Einsetzen von Gl. (4) in Gl. (2) führt unter Verwendung des Gauss-Newton-Verfahrens zur Reduzierung auf ein lineares System zur Bestimmung der minimalen Aktualisierung der Posen:

$$\mathbf{H}\Delta\breve{\mathbf{q}}_{min} = -\mathbf{b} \tag{6}$$

mit

$$\begin{aligned}\mathbf{H} &= \sum_{ij} \mathbf{J}_{ij,min}^{T}\mathbf{I}_{ij}\mathbf{J}_{ij,min},\\ \mathbf{b} &= \sum_{ij} \mathbf{J}_{ij,min}^{T}\mathbf{I}_{ij}\mathbf{e}_{ij}.\end{aligned} \tag{7}$$

Da $\mathbf{H}$ dünnbesetzt ist, kann Gl. (6) nun effizient mithilfe der Cholesky-Zerlegung oder vergleichbaren Verfahren gelöst werden. Anschließend werden alle Posen über Gl. (3) aktualisiert.

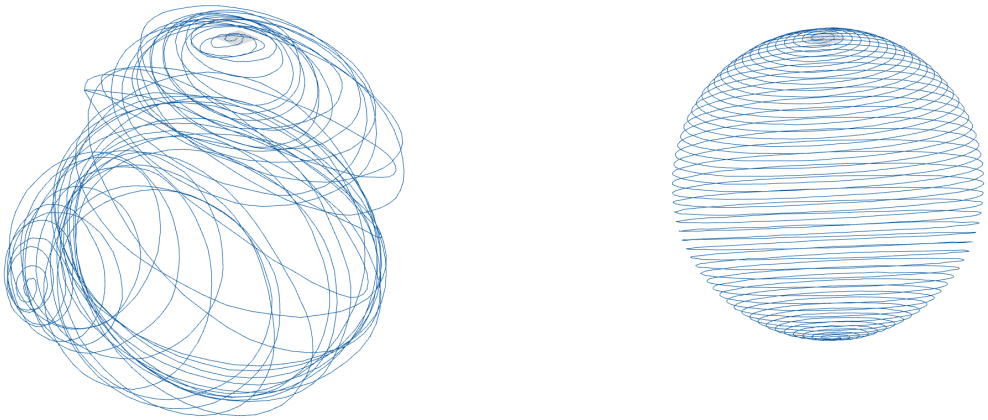


Abbildung 2: Pfad des mobilen Roboters vor (links) und nach (rechts) Optimierung des Graphen

Im Rahmen des Vortrags soll zunächst die Anwendung des hier skizzierten und auf [4] basierenden Verfahrens anhand eines beispielhaften Messdatensatz präsentiert werden (Abb. 2). Daneben sollen Möglichkeiten zur Weiterentwicklung dieses Ansatzes vorgestellt und diskutiert werden. Schwerpunkte dieser Diskussion sind

- die Reduzierung der Posen auf eine minimale Darstellung,
- die Qualität und Zweckmäßigkeit der Fehlerfunktionen in Gl. (1) und
- alternative Möglichkeiten zur Formulierung des Minimierungsproblems in Gl. (2).

Literatur

[1] J. Hertzberg, K. Lingemann, A. Nüchter: *Mobile Roboter*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2012.

[2] C. Cadena, L. Carlone, H. Carrillo, Y. Latif, D. Scaramuzza, J. Neira,I. Reid, J.J. Leonard: *Past, Present, and Future of Simultaneous Localization and Mapping: Toward the Robust-Perception Age.* IEEE Transactions on Robotics. (2016) vol. 32, no. 6, S. 1309-1332.

[3] G. Grisetti, R. Kummerle, C. Stachniss, W. Burgard: *A Tutorial on Graph-Based SLAM.* IEEE Intelligent Transportation Systems Magazine. (2010) vol. 2, no. 4, S. 31-43.

[4] J. Cheng, J. Kim, Z. Jiang, W. Che: *Dual quaternion-based graphical SLAM.* Robotics and Autonomous Systems. (2016) vol. 77, S. 15-24.