9. Kolloquium Getriebetechnik
Tagungsband

Technische Universität Chemnitz
Professur Montage– und Handhabungstechnik
Univ.-Prof. Dr.-Ing. Maik Berger (Hrsg.)

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Maik Berger
(Hrsg.)

9. Kolloquium Getriebetechnik

07.09. - 09.09.2011 in Chemnitz



TECHNISCHE UNIVERSITÄT
CHEMNITZ

Universitätsverlag Chemnitz
2011

Impressum

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Angaben sind im Internet über http://dnb.d-nb.de abrufbar.

Herausgeber: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Maik Berger
Geschäftsführender Direktor des Instituts für
Fertigungstechnik/ Schweißtechnik (IFS)
Technische Universität Chemnitz

Postanschrift: Professur Montage- und Handhabungstechnik
Reichenhainer Str. 70, 09126 Chemnitz

Telefon: +49 (0) 371 / 531 32841
Telefax: +49 (0) 371 / 531 23339
Email: maik.berger@mb.tu-chemnitz.de
Web: http://www.tu-chemnitz.de/mb/MHT/

Lektorat: Für den Inhalt der Veröffentlichungen zeichnen die Autoren selbst verantwortlich.

Technische Universität Chemnitz/Universitätsbibliothek
Universitätsverlag Chemnitz
09107 Chemnitz
http://www.bibliothek.tu-chemnitz.de/UniVerlag/

Herstellung und Auslieferung
Verlagshaus Monsenstein und Vannerdat OHG
Am Hawerkamp 31
48155 Münster
http://www.mv-verlag.de

ISBN 978-3-941003-40-8

http://nbn-resolving.de/urn:nbn:de:bsz:ch1-qucosa-71264

Inhalt

	Vorwort	1
M. Berger	Chemnitzer Lehr- und Forschungsschwerpunkte im getriebetechnischen Umfeld	3
M. Beitelschmidt, J. Stier, G. Zechel, A. Heghmanns	Mechatronik selbstgemacht	27
E.-C. Lovasz, D. Perju, K.-H. Modler, B. Corves, T. Brix, U. Döring, A. E. Lovasz, I. Maniu, V. Ciupe	Erfahrungen aus der Lehre und Forschung kommen in die ThinkMOTION Datenbank	41
T. Brix, U. Döring, R. Brecht, M. Reeßing	thinkMOTION - Europeanas Tor in die Welt der Getriebe	57
U. Hanke, K.-H. Modler	Pro-Kontra neuer Syntheseansätze	73
R. Braune	Maßsynthese von Koppelgetrieben	91
H. Niggemann	Bewegungsdesign für Kurvengetriebe mit Hilfe parametrisierter Bewegungsgesetze in der Mehrkörpersimulation	105

B. Corves, *G. Lonij,* *M. Hüsing*	Koppelkurvenschrittgetriebe auf der Basis eines fünfgliedrigen Kurbelgetriebes	129
K.-H. Modler, *O. Schlüter*	Geradführungen mit dem Lemniskatenlenker Typ II	153
T. Scherer, *C. Ahl,* *H. Helsper,* *W. Lohr,* *R. Lohe*	Einsatzmöglichkeiten der 3D-CAD Systeme Catia V5 und Pro/Engineer Wildfire in der Getriebetechnik	171
S. Xia, *H. Ding,* *A. Kecskeméthy*	Rigid Subchain Identification of Multi-Loop Kinematic Chains with the Method of Kinematical Transformers	189
Th. Thümmel, *M. Roßner,* *J. Rutzmoser*	Nutzung der Eigenbewegung zur Identifikation kinetischer Parameter in Mechanismen	207
L. Zentner	Mathematischer Formalismus zur Bildung Starrkörpermodelle für nachgiebige Mechanismen	227
G. Lonij, *B. Corves,* *M. Razum,* *M. Reeßing,* *T. Brix*	e-Kinematix: Virtuelle Forschungsumgebung zur Unterstützung der Getriebeentwicklung	245
F. Allmendinger, *J. Eschweiler,* *K. Radermacher,* *B. Corves*	Analyse der Knochenbewegungen in der menschlichen Handwurzel und Synthese von Ersatzgetrieben zur Lösung des invers-dynamischen Problems	263

F. Irlinger, M. Krinninger, T. Lueth	Kinematik eines Endoskopmanipulators	277
S. Linß, L. Zentner	Gestaltung von Festkörpergelenken für den gezielten Einsatz in ebenen nachgiebigen Mechanismen	291
H. Kerle	Über drei Getriebe von Karl Hoecken aus Berlin – im Nachgang betrachtet und neu berechnet	313
S. Gössner	Eine Physik-Engine zur webbasierten Mechanismensimulation – Ergebnisse einer Studie	333
M. Pfabe, C. Woernle	Mechanismen zur kinematisch ungleichförmigen Führung von Schwungmassen	355
J. Müglitz, M. Berger, E. Wegert	Roboterhandgelenke zum thermischen Schneiden	375
F. Ebert, M. Berger, S. Heinrich	Ganzheitliche Systemsimulation komplexer Antriebssysteme mit nichtlinearer Charakteristik	395

Vorwort

Das getriebetechnische Kolloquium findet seit 1995 im zweijährigen Turnus statt. Seither treffen sich Hoch- und Fachschullehrer, Mitarbeiter und in den letzten Jahren auch ausgewiesene Fachleute der Industrie, um sich im kleineren Kreis näher kennenzulernen und sich in einer kreativen Arbeitsatmosphäre über aktuelle und zukünftige Lehr- und Forschungsaufgaben auszutauschen. So ist es uns in diesem Jahr eine besondere Freude, dass nach Dresden (1995 & 2001), Warnemünde (1997), München (1999), Hannover (2003), Aachen (2005 & 2009) und Siegen (2007) nun erstmalig auch Chemnitz, welches auf eine fast 60ig-jährige getriebetechnische Historie zurückblicken kann, als Veranstaltungsort in Erscheinung tritt.

Das besondere Interesse beim diesjährigen Kolloquium gilt einerseits den aktuellen und zukünftigen Lehrinhalte im Themengebiet der ungleichmäßig übersetzenden Getriebe und wie sich diese nach der fast vollständigen Umstellung der deutschen Studiengänge auf das zweigliedrige Bachelor- und Masterstudium darstellen. Andererseits darf man ebenso auf die neuen Erkenntnisse der F&E-Aktivitäten der einzelnen Institute und Professuren gespannt sein, wobei heute neben mechatronischen auch verstärkt werkstofftechnisch oder bionisch geprägte Applikationen im Focus stehen und viele Neuentwicklungen ohne ganzheitliche Betrachtungsweisen bzw. den Einsatz komplexer MKS und FEM Simulationen kaum effizient ausgestaltbar wären. Vor diesem Hintergrund sind auch die Erfordernisse der Industrie zu beachten, welche weiterhin einen großen Bedarf an Ingenieuren und Spezialisten mit umfassenden getriebetechnischen Kenntnissen hat. Der Erfahrungsaustausch mit Praktikern zur Ausrichtung unserer Lehre und Forschung ist daher unabdingbar, so dass wir sie auch verstärkt in unsere Diskussionen mit einbeziehen wollen.

Für die Organisation dieses Kolloquiums möchte ich allen beteiligten Mitarbeitern, insbesondere Herrn A. Heine, meinen besonderen Dank aussprechen.

Chemnitz, September 2011 Maik Berger

Chemnitzer Lehr- und Forschungsschwerpunkte im getriebetechnischen Umfeld

Prof. Dr.-Ing. Maik Berger
Professur Montage- und Handhabungstechnik, TU Chemnitz

Kurzfassung

Die aktuellen Chemnitzer Lehr- und Forschungsschwerpunkte im getriebetechnischen Umfeld werden einerseits durch die historischen Themengebiete beeinflusst, andererseits durch die neuen Erfordernisse im maschinenbaulichen Umfeld bestimmt. Im Gegensatz zur historischen Ausbildung der Studierenden im Studiengang Maschinenbau können die Lehrinhalte zur Entwicklung und Berechnung ungleichmäßig übersetzender Getriebe nach der Neuordnung der Lehrinhalte infolge der Umstellung auf das zweigliedrige Bachelor- und Masterstudium heute nur noch als Wahlfächer im Masterstudium angeboten werden. Bedingt durch die damit zukünftig zu erwartenden Wissenslücken junger Ingenieure, insbesondere bezüglich der theoretischen Grundlagen und Werkzeuge für das Themengebiet der Getriebesynthese, erscheint es erforderlich, die Verfahren und Methoden der Getriebesynthese als zusätzliche Features in gängigen Software- und CAD-Applikationen zur Verfügung zu stellen. Lösungswege hierzu sind u. a. zusätzliche Funktionalitäten für CAD-Programme oder Simulationsumgebungen zu entwickeln oder Algorithmen extern, z. B. durch MATHCAD-Synthesearbeitsblätter mit modular strukturierten Funktionsbausteinen, zu implementieren.

Antriebstechnische Forschungsschwerpunkte sind heute dadurch gekennzeichnet, dass optimale Lösungen i. A. nicht allein durch optimale mechanische Baugruppen realisierbar sind. Vielmehr steht die bestmögliche Kombination und Symbiose von Baugruppen zur Entwicklung effizienter mechatronischer Gesamtkonzepte im Focus der Betrachtung. Hierbei rücken neben elektronischen und softwareseitigen Fragestellungen auch verstärkt werkstofftechnische und energieeffiziente Aspekte in den Mittelpunkt. Im

Gegensatz zur früher stark Versuchsfeld geprägten Arbeitsweise spielen heute detaillierte virtuelle Prototypen eine entscheidende Rolle.

Abstract

At the Technical University Chemnitz the current emphasis of technology of mechanism design in teaching and research is on the one hand shaped historically and on the other hand determined by the new requirements in the mechanical engineering and drive technology. By switching diploma degree to the Bachelor's and Master's degree technology of mechanism teaching is mainly offered as electives in the master`s degree. This leads as can be proved to gaps in the knowledge with young engineers, particularly in the field of synthesis of mechanisms. Therefore, it would be necessary, that the procedures and methods for theory of mechanisms are available as additional features for commercial calculation software or CAD applications.

Nowadays, optimal solutions are not only realizable by perfect mechanical assemblies. Hence, the main areas of research are focused on the development of efficient and optimal mechatronic drive systems. Contrary to in former times as the way of working was highly determined by experimental laboratories, nowadays detailed virtual prototypes play a decisive role.

1 Getriebetechnik als Fachgebiet in Deutschland

Die Getriebetechnik als Fachgebiet hat in Deutschland eine lange Historie. So haben deutsche Wissenschaftler, Mathematiker und Ingenieure, wie F. Reuleaux, L. Euler, L. Burmester oder M. Grübler, entscheidende Beiträge zur Entwicklung einer systematischen Theorie der Mechanismen und Maschinen geleistet. So ist es vor allem dem Wirken von F. Reuleaux – oft bezeichnet als „Vater der Zwanglauflehre“ oder „Vater der modernen Kinematik“ – zu verdanken, dass die Ergebnisse der theoretischen Kinematik bereits seit Mitte des 19. Jahrhunderts in einem engen Zusammenhang mit den Aufgaben der Maschinenkonstruktion gebracht wurden. Hierbei bildete das schnelle Wachstum des deutschen Maschinenbaus den wirtschaftlichen Hintergrund für die starke Nachfrage nach Forschung und Lehre auf dem Gebiet der Theorie der Mechanismen und Maschinen.

Nach dem zweiten Weltkrieg schufen W. Lichtenheldt in Dresden, R. Beyer in München und W. Meyer zur Capellen in Aachen wichtige Schulen der Getriebelehre oder Getriebetechnik in Deutschland, wobei hier unter „Getriebe“ vordergründig Mechanismen mit allgemeinem Aufbau verstanden werden. So wird im Gegensatz zur englischen Abkürzung TMM, welche das gesamte Themengebiet der Theorie der Mechanismen und Maschinen umfassend beschreibt, im deutschen Sprachraum i. A. der Begriff „Getriebetechnik“ für dieses Fachgebiet bis heute genutzt. Im Gegensatz zur Mechanik, deren analysierende Vorgehensweise heute in der Mehrkörperdynamik einen weit fortgeschrittenen Stand, insbesondere durch die Entwicklung vielfältiger Softwareapplikationen, erreicht hat, ist die Getriebetechnik jeher auch sehr eng mit der Entwicklung neuer Methoden mit synthetisierendem Charakter verbunden.

Seit dem Jahr 1995 treffen sich die an deutschen Universitäten, Hochschulen und Fachhochschulen auf dem Gebiet der Getriebetechnik lehrende Professoren und Mitarbeiter zu einer gemeinsamen Arbeitstagung. Ein wichtiger Beweggrund für diese, seither in einem zweijährigen Turnus, stattfindenden Treffen war, ein regelmäßiges Forum zum Gedankenaustausch, einerseits über moderne Lehrmethoden und -inhalte und andererseits über neue und praxisnahe Forschungsfelder zu schaffen. Auf diese Schwerpunktthemen ist auch das Chemnitzer Kolloquium in diesem Jahr ausgerichtet.

Dem Trend der Technikentwicklung folgend wird tendenziell deutlich, dass die Anzahl der Institute oder Lehrstühle, deren wichtigstes Lehr- und Forschungsgebiet das Fach TMM im klassischen Sinne ist, sinkt. Auch findet das Fachgebiet bei universitären Neubesetzungen kaum noch alleinstellende Beachtung. So gibt es heute insbesondere an den Universitäten in Aachen, Dresden, Chemnitz und Siegen Lehrstühle, welche auch auf dem Gebiet der klassischen Getriebesynthese noch aktiv sind. Das Institut für Getriebetechnik in Hannover wurde 2008 leider nicht wieder besetzt. Die Professur Getriebetechnik der TU Ilmenau, historisch geprägt durch den leider in diesem Jahr am 28.06.2011 verstorbenen Prof. em. Dr.-Ing. habil. Dr.h.c. Gerhard Bögelsack, ist heute als Fachgebiet Mechanismentechnik ausgewiesen.

Aber auch an anderen Universitäten, wie Duisburg, München, Stuttgart, Berlin, Braunschweig, Rostock oder Kaiserslautern, bildet TMM fachübergreifend einen wichtigen Schwerpunkt in unterschiedlichen Instituten bzw. Professuren. Neben den klassischen Ausbildungsschwerpunkten sind insbesondere die Lehrinhalte der Mechanik, Dynamik oder Robotik oftmals nahtlos in das Profil eingebunden.

Darüber hinaus gibt es aber auch viele Getriebespezialisten an den Fachhochschulen, wie z. B. in Regensburg, Albstadt-Sigmaringen, Köln, Saarbrücken oder Mittweida, die getriebetechnische Lehrinhalte oftmals sehr umfassend vermitteln und darüber hinaus aktiv in die VDI-Richtlinienarbeit eingebunden sind, i. A. jedoch infolge der Hochschulspezifik kaum umfangreiche getriebetechnische Forschungsschwerpunkte besitzen.

Analysiert man nochmals das Lehrgebiet der Getriebesynthese genauer, so muss man festzustellen, dass dieses in umfassender Art und Weise den Studierenden leider nur noch selten und oftmals auch nur in höheren Fachsemestern, dann i. A. als Wahlfach eines Masterstudiengangs, angeboten wird. Die Auswirkungen dieser Entwicklung zeigen sich in den letzten Jahren verstärkt im industriellen Umfeld mit nachweislich ansteigenden Wissenslücken bei jungen Ingenieuren, insbesondere im Themengebiet der Getriebesynthese. Ebenso haben die Erfahrungen der letzten Jahre auch gezeigt, dass effiziente, wartungsarme und insbesondere kostengünstige Antriebssysteme mit dem „Allheilmittel – Direktantrieb“ nicht umfassend realisierbar sind. Da es aber jungen Ingenieuren ohne eine entsprechende Ausbildung heute oftmals viel einfacher erscheint, für einfache ebene Führungsaufgaben schon Mehrantriebssysteme mit linearem mechanischem Übertragungsverhalten zu nutzen, sind die Getriebetechniker in die Pflicht genommen.

2 Kurzer Rückblick zur Chemnitzer Getriebetechnik

In Chemnitz, welches am 10. Mai 1953 auf Beschluss der DDR Regierung in Karl-Marx-Stadt umbenannt wurde und diesen Stadtnamen bis zum 31. Mai 1990 trug, war die Getriebetechnik bis Anfang der 60iger Jahre zwar in der studentischen Lehre und Ausbildung bereits vertreten, wurde jedoch überregional als Forschungsschwerpunkt kaum wahrgenommen.

Die Chemnitzer Getriebetechnik erhielt ihre spätere Prägung erst durch Dr. J. Volmer. Geschult durch die Dresdner Ausbildung bei W. Lichtenheldt nahm er seine ersten beruflichen Herausforderungen im VEB Buchungsmaschinenwerk in Karl-Marx-Stadt wahr und hielt erste Vorlesungen seit 1959 an der Technischen Hochschule. Hier wurde Volmer 1962 zum Institutsdirektor und mit der Wahrnehmung einer Professur mit einem vollen Lehrauftrag für Getriebetechnik betraut. Die heutige Professur MHT begeht daher, bezüglich ihrer Wurzeln, im Jahr 2012 ihr 60-jähriges Bestehen.

In den vielen nachfolgenden Jahren wurde immer der Qualität der Lehre ein großer Stellenwert eingeräumt, wobei es gelang, ingenieurmäßige Betrachtungsweisen und theoretisches Wissen auch durch den Einsatz immer neuer Getriebemodelle praxisnah zu vermitteln [1].

Dieser Praxisbezug spiegelt sich bis heute in unserer Lehre wider.

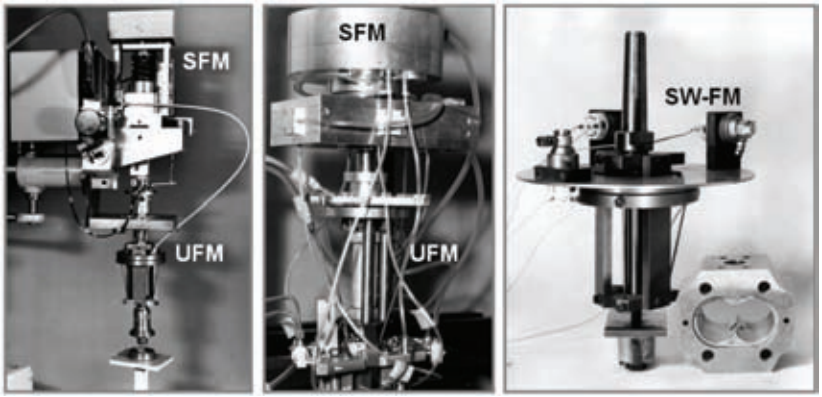


Bild 1: 3 Beispiele für ungesteuerte (UFM), sensorisierte (SFM) und schwingungserregte Fügemechanismen (SW-FM) (ca. 1982)

Im Bereich der Forschung wurden neben den Themen mit rein getriebetechnischen Inhalten seit Ende der 60iger Jahre Industrieroboter und Handgelenke sowie deren Einsatz für die Automatisierung im Maschinenbau in den Mittelpunkt der Betrachtungen gestellt. Die Schwerpunkte wurden auf die Entwicklung, Auslegung und Steuerung spezieller Antriebs- und Bewegungseinheiten, wie Handhabungsgeräte, Greifer und unterschiedliche Fügemechanismen, ausgerichtet.

Neben den Entwicklungsarbeiten zu einzelnen Komponenten für Handhabe- und Montageaufgaben, insbesondere zur Entwicklung von Fügemechanismen (Bild 1), entstanden am Lehrstuhl Getriebetechnik in dieser Zeit der erste programmierbare Forschungsroboter der DDR und eine flexible Montagezelle. Beide Objekte gehören heute zum Fundus des Chemnitzer Industriemuseums.

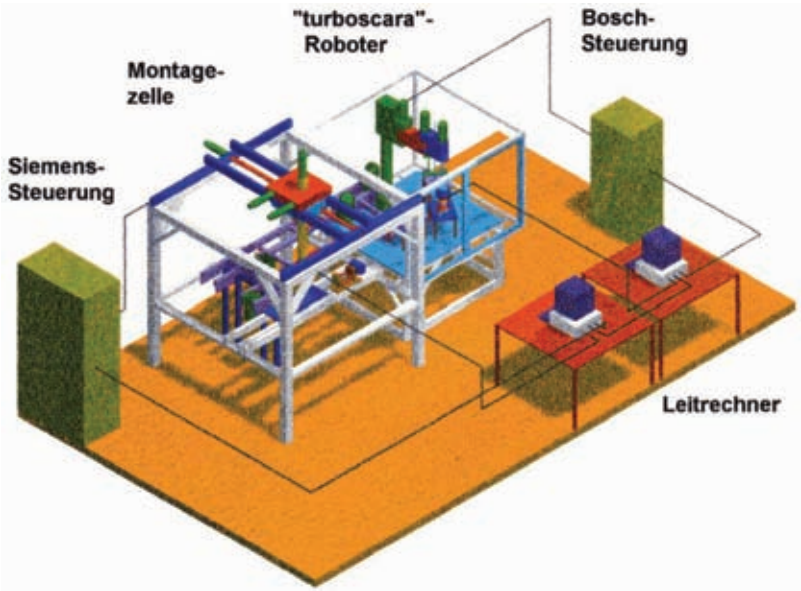


Bild 2: Neues Montagekonzept zur automatischen Vor- und Endmontage einer Getriebebaugruppe (ca. 1994)

Zu Beginn der 90iger Jahre wurden im Rahmen des SFB 158 „Die Montage im flexiblen Produktionsbetrieb“ (Projektbereich C „Montagetechnik“) im Schwerpunktthema sensorisierte Fügemechanismen entwickelt. Im Rahmen eines weiteren Forschungsprojektes war die Zielstellung, neue Strategien zur automatischen Vor- und Endmontage einer vollständigen Getriebebaugruppe zu erarbeiten. Hierzu wurde 1993 neben einem SCARA-Roboter auch eine moderne Montagezelle angeschafft, die nach dem steuerungstechnischen Retrofitting im Jahr 2010 heute wieder aktiv in das Versuchsfeld eingebunden ist und zur Erprobung aktueller Konzepte im

Bereich des Bewegungsdesigns sowie der Montage für unterschiedliche Baugruppen genutzt wird, Bild 2.

Ausgehend von dieser Historie und ausgerichtet auf zukünftige inhaltliche Schwerpunkte wurde die aus der Professur Getriebetechnik in Jahr 2004 hervorgegangene Professur Mechatronische Antriebstechnik im Jahr 2008 namentlich in Montage- und Handhabungstechnik umgewidmet.

3 Aktuelle Lehrinhalte mit getriebetechnischen Inhalten in den neuen Bachelor- und Masterstudiengängen

Im Rahmen der kompletten Umstellung der Studiengänge an der Fakultät Maschinenbau der TU Chemnitz auf das Bachelor- und Mastersystem gelang es, aktuelle Lehrinhalte zur Getriebetechnik auch weiterhin in die neuen Studienpläne einzubinden, Bild 3.

Als Wermutstropfen bleibt jedoch, dass gerade den Studierenden der Studienrichtung Maschinenbau keine Lehrveranstaltung (LV) im Bachelorstudium zur Verfügung gestellt werden konnte. Die Studierenden hören nur im Rahmen der LV Maschinenelement 7 Vorlesungen ohne Übungseinheiten zu den Grundlagen der Getriebesystematik und –analyse. Erst im Masterstudium haben sie dann die Möglichkeit, eine gemessen an den Leistungspunkten (LP) sehr umfassende Lehrveranstaltung als Wahlfach zu besuchen. Da diese LV im 3. Mastersemester vorgesehen ist, welches erstmalig im Herbst 2011 startet, können aktuell noch keine Aussagen zur Attraktivität und damit verbundenen Teilnehmerzahl getroffen werden.

In anderen Studienrichtungen, wie z. B. Sports Engineering oder Mikrotechnik/Mechatronik, zählt eine getriebetechnische LV mit Lehrinhalten zur Systematik, Analyse und Synthese zum Pflichtteil des Studiums.

Die getriebetechnische Ingenieurausbildung der Professur Montage- und Handhabungstechnik stützt sich neben den mathematisch-analytische und rechnergestützten Methoden auch heute weiterhin auf die symbolischen und zeichnerischen Grundlagen und Verfahren, da der Wert des Faches bis heute nicht nur an dessen objektbezogenen Inhalten zu messen ist.



Bild 3: Lehrveranstaltungen mit getriebetechnischen Inhalten (Stand 2011)

Vielmehr spricht es viele, für das systematische Konstruieren und Entwickeln notwendige, Denkweisen und Methoden an. Darüber hinaus trainiert es wohl wie kein anderes Fach das räumlich-geometrische Vorstellungsvermögen, welches bei Studierenden, insbesondere durch eine heute eher „bleistiftarme“ konstruktive Grundausbildung, weniger ausgeprägt ist.

Doch gerade beim Einsatz von Softwaretools zur Mehrkörpersimulation spielen getriebetechnische Kenntnisse, wie die Charakteristik von Gelenktypen und Kontaktbedingungen, die Wertung von Freiheitsgraden und Überbestimmungen oder auch die Beurteilung von Singularitäten und Redundanzen, eine- für einen fehlerfreien Modellaufbau und eine klare Ergebnisbeurteilung- entscheidende Rolle.

Darüber hinaus steht heute in der Ausbildungskonzeption die ganzheitliche Systembetrachtung im Focus, wobei neben den mechanischen auch

elektrische und regelungstechnische Aspekte immer mehr in den Vordergrund rücken.

Im universitären Umfeld muss man sich auch immer der Frage stellen, in welchem Umfang man eigene Softwareentwicklungen vorantreibt. Insbesondere vor dem Hintergrund, dass die Entwickler und Programmierer als wissenschaftliche Mitarbeiter nur eine begrenzte Zeit- maximal bis zur erfolgreichen Promotion 6 Jahre- verfügbar sein werden, ist es erforderlich, eigene Spezialsoftwarekonzepte von Beginn an hinsichtlich ihrer zukünftigen Nutzbarkeit, Erweiterbarkeit und Wartungsfreundlichkeit auf den Prüfstand zu stellen, Bild 4.

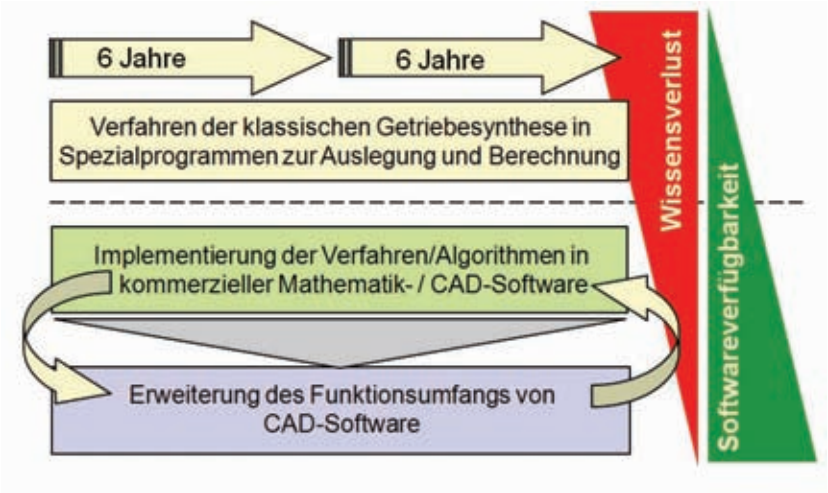


Bild 4: Probleme im Softwareentwicklungsprozess im universitären Umfeld

An der Professur Montage- und Handhabungstechnik wird aus diesem Grund der Einsatz kommerzieller bzw. frei verfügbarer Softwareprodukte für Forschung und Lehre favorisiert, wobei diese dann durch eigene fachspezifische und wartungsfreundliche Werkzeuge und Funktionalitäten erweitert werden. Neben kommerziellen Applikationen wie *Creo* oder *Mathcad* (PTC) aus dem CAD/MKS/FEM-Bereich oder *SimulationX* (ITI) für komplexe Systementwürfe von Antriebssystemen kommen heute insbesondere in der studentischen Ausbildung frei verfügbare

Zeichenprogramme wie Cinderella (*cinderella.de*), *Zirkel und Lineal (zirkel.sourceforge.net)* oder *GeoGebra* (*www.geogebra.org*) zur schnellen Darstellung funktionaler Zusammenhänge zum Einsatz. Der Vorteil ist, dass diese Software auch den Studierenden i. A. kostenfrei zur Verfügung steht und leicht zu erlernen bzw. zu bedienen ist, so dass geometrische Lösungsverfahren aus dem Bereich der Analyse oder Synthese mit diesen Programmen sehr effizient dargestellt werden können.

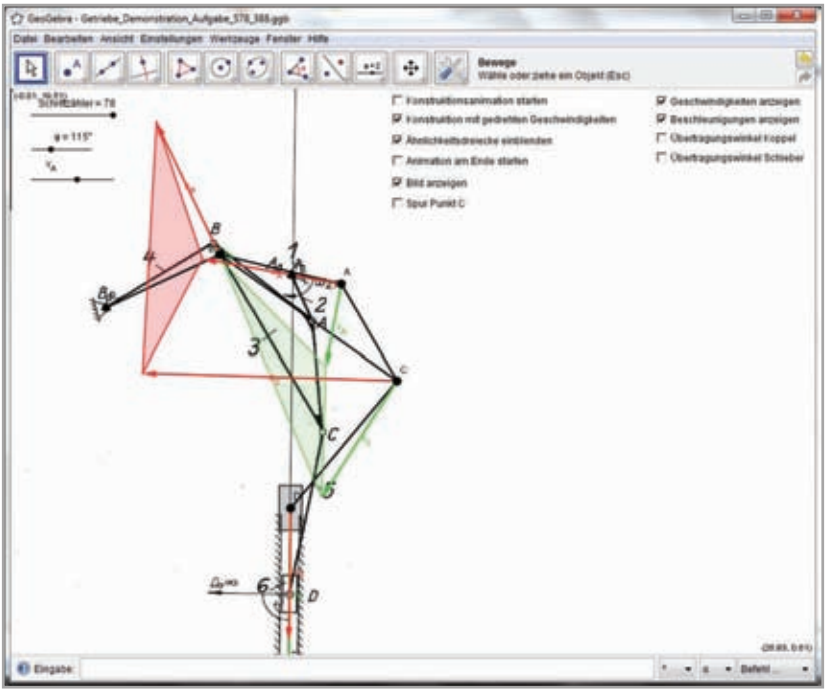


Bild 5: Einsatz von „GeoGebra“ zur Darstellung von Analyseverfahren

Beispielsweise ist „Geogebra“ ein auf Java basierendes kostenfreies Mathematik- und Geometrietool. Es ist für alle aktuellen Betriebssysteme frei verfügbar, wird in vielen Ländern als unterstützendes Lehrmittel im schulischen Mathematik- bzw. Physikunterricht bereits verwendet und bietet die Möglichkeit, aktive Arbeitsblätter direkt auf Internetseiten einzubinden. Für die getriebetechnische Ausbildung wichtige Funktionalitäten sind, dass

man Übungsaufgabenblätter als Bitmaps zum Überzeichnen direkt einbinden kann und sich eigene Werkzeuge im Sinne der CAD-Makros erstellen lassen. Mit ihnen sind Methodenkonzepte, z. B. für die grafische Getriebeanalyse, sehr effizient beschreibbar. So wurden zusätzliche Darstellungselemente, wie z. B. Schubgelenke, und Methodenkonzepte zur Geschwindigkeits- und Beschleunigungsermittlung- nach dem Satz von Euler bzw. dem Ähnlichkeitssatz von Burmester- für den Lehreinsatz nachimplementiert, Bild 5.

Vergleicht man die vielen zur Getriebeanalyse einsetzbaren Softwaretools mit den sehr wenigen, welche der Getriebesynthese direkt dienen, so wird schnell deutlich, wie wichtig gerade dieser Ausbildungsschwerpunkt auch in Zukunft sein wird. Konstrukteure besitzen heute zwar i. A. mächtige Werkzeuge, wie CAD- oder MKS-Programme, zunehmend aber weniger Erfahrungen auf dem Gebiet der Getriebesynthese zur Entwicklung neuer Antriebssysteme mit mechanisch nichtlinearer Bewegungscharakteristik. Als Lehrangebot im Masterstudium bieten wir daher weiterhin als Wahlfach für einen oftmals kleinen Hörerkreis die getriebetechnischen Methoden zur synthetischen Entwicklung dieser Antriebssysteme, wie z. B. Koppel- oder Kurvengetrieben (www.koppelgetriebe.com) (www.kurvengetriebe.com), an.

4 Lehransatz zur Getriebesynthese am Beispiel 4gliedriger Führungsgetriebe

Ausgehend vom getriebetechnischen Grundlagenwissen, ohne dass eine qualitative Synthese (Strukturauswahl) kaum effizient möglich ist, müssten Entwickler heute ebenso weitreichende Kenntnisse hinsichtlich der anwendbaren Lösungsstrategien und Berechnungsansätze (Maßsynthese) und u. U. hierzu nutzbare Softwareapplikationen kennen und darüber hinaus auch die antriebs-, steuerungs-, fertigungs- und energietechnischen Anforderungen in ihre Entwicklungskonzeption mit einbeziehen. Für den Praktiker, der mit einer so umfassenden Aufgabenstellung konfrontiert wird, ist daher die Anwendung bekannter Wissensspeicher, z. B. im Rahmen bekannter VDI-Richtlinien oder der Nutzung von Onlineportalen, sehr hilfreich. So bietet heute die Digitale Mechanismen- und Getriebebibliothek (DMG-Lib > www.dmg-lib.org) dem Suchenden viele Informationen in Form einer umfangreichen multimedialen Wissenssammlung zum Themengebiet der Mechanismen und Getriebe an. Viele Bücher, Publikationen,

Getriebemodelle und –animationen der deutschen getriebetechnischen Lehrstühle und Professuren, auch der Chemnitzer Modellsammlungen, sind archiviert und dem Nutzer kostenfrei zugänglich.

Neben solchen Wissenssammlungen, die ja nur den Stand der Technik widerspiegeln können und daher für neue Aufgabenstellungen oftmals noch keine direkte Lösung anbieten, sind zur Erarbeitung eines umfassenden Lösungsspektrums auch weiterhin effiziente Werkzeuge und methodische Strategien erforderlich, welche auf den Grundlagen der Strukturauswahl und Maßsynthese basieren.

Für Punkt- bzw. Ebenenführungsgetriebe ist es oftmals sehr hilfreich, bekannte Getriebestrukturen als Referenzen oder Startlösungen zu untersuchen. So können z. B. viele Punktführungsaufgaben mit Kurbelschwingen realisiert werden, wobei zum Finden einer Startlösung im ersten Schritt sogenannte Koppelkurvenatlanten in gedruckter oder auch digitaler Form, wie z. B. das Programm KOPAK, nutzbar sind [2].

Dabei definiert der Anwender einen gewünschten Bahnverlauf i. A. punktweise in einem vorher definierten und normierten Gestellsystem. Im Falle von KOPAK gibt er die Bahnkurve als Polygonzug interaktiv vor und kann weitere Randbedingungen, wie z. B. die Bauräume der Gestellgelenke oder den zulässigen Kleinstwert des Übertragungswinkels, angeben.

Liegt eine Startlösung vor, sind weitere Analysen und Optimierungen nachfolgend direkt in einem CAD-Programm durchführbar. Oftmals ist es hierbei völlig ausreichend, für die ersten Auslegungsschritte ein Getriebe in einer schematischen Skelettdarstellung, z. B. als sogenanntes Motion-Skelett in Creo, aufzubauen.

Darüber hinaus bieten CAD Systeme heute viele Funktionalitäten für Parameterstudien, wie z. B. benutzerdefinierter Analysen im Funktionsumfang der Behavioral Modeling Extension (BMX - Creo), an, welche zur Lösungsfindung sehr effizient einsetzbar sind, Bild 6.

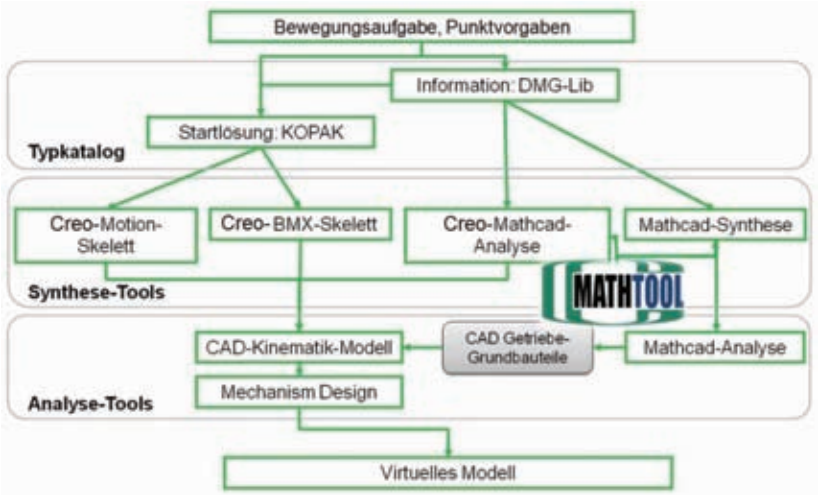


Bild 6: Software-Strategie zum Entwurf von Führungsgetrieben

Auch besteht die Möglichkeit, in einer CAD Entwicklungsumgebung umfangreichere Berechnungen mittels externer Applikationen durchzuführen und diese vom CAD-Userinterface aus zu steuern. Insbesondere für umfangreichere Algorithmen, wie z. B. der Berechnung von Mittel- und Kreispunktkurve als Lösungsdomäne für die Aufgabenstellung einer 4 Lagensynthese, ist dieser Weg für den Praktiker sehr interessant. In diesem Fall können beispielsweise die Synthese-Funktionalitäten und Algorithmen von Getriebespezialisten vordefiniert werden. Aus diesem Grund entstand an der Professur ein für die Software Mathcad implementiertes Elektronisches Handbuch (E-Book) [10].

Datenblätter in Form einer Bibliothek können mittels der „Drag & Drop"-Systemfunktionalitäten direkt als Vorlage für eigene neue Projekte dienen. Die zur Synthese ebener Getriebe in Zusammenarbeit mit der Professur Getriebelehre der TU Dresden entwickelten Mathcad-Arbeitsblätter sind zum Beispiel im CAD-System Creo als externe Analysen integrierbar, Bild 7.

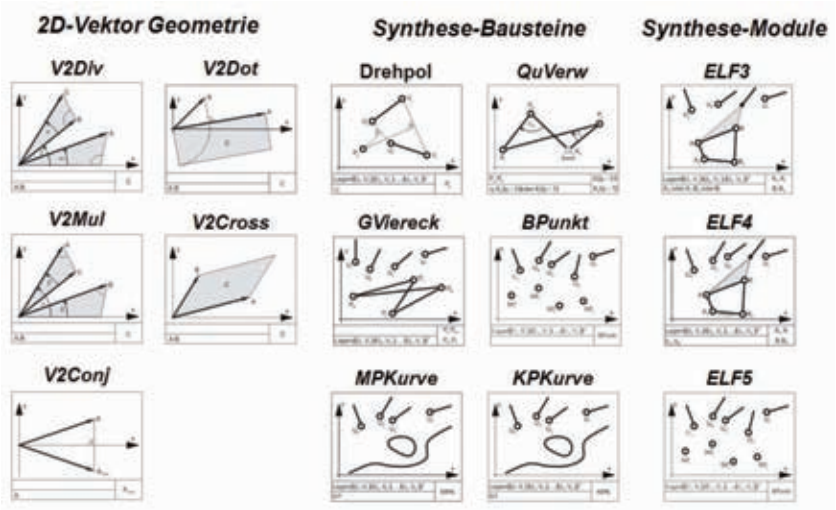


Bild 7: Synthesefunktionen der Toolbox „MATHTOOL“

Ausgehend von den Vorgaben bezüglich der zu erfüllenden Gliedlagen im CAD-System laufen die Mathcad-Analysen im Hintergrund des CAD-Systems und vom Anwender fast unbemerkt ab. Die Ergebnisse, wie z. B. die Mittelpunkt- oder Kreispunktkurve, werden infolge der bidirektionalen Parameterverknüpfung sowohl in Mathcad (Bild 8) als auch im CAD-System (Bild 9) dargestellt und sind für weitere Variantenstudien als Modellkomponenten nutzbar.

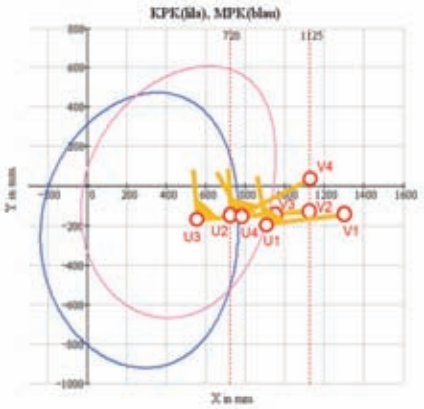


Bild 8: Mathcad Ergebnisdarstellung

Der Anwender steht noch vor dem Problem, durch die Auswahl zugeordneter Kreis- und Mittelpunkte, das passende Lösungsgetriebe festzulegen. Da das Syntheseverfahren im ersten Schritt keine weiteren Hinweise zu den Getriebeeigenschaften, wie z. B. der Umlauffähigkeit oder

den Übertragungseigenschaften, gibt, ist es erforderlich, für ausgewählte Lösungen erweiterte Informationen in einer Familientabelle darzustellen und dem CAD-Anwender hier die Auswahl zu ermöglichen, siehe Bild 9 rechts.

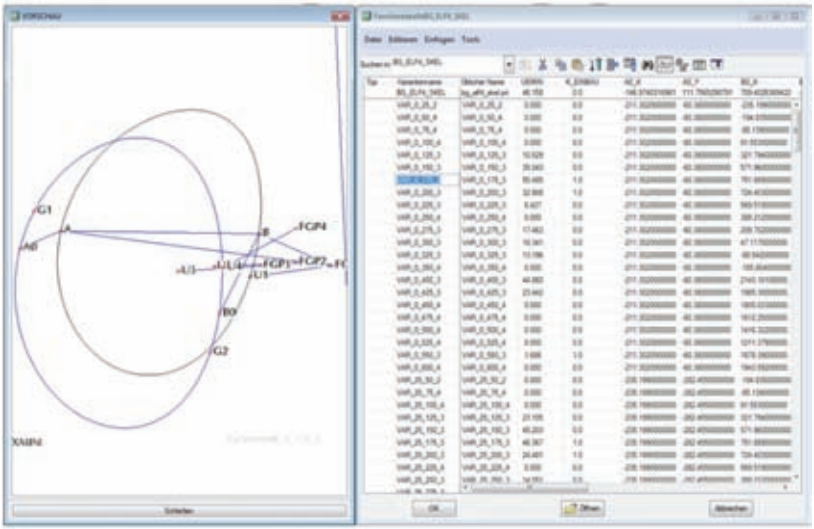


Bild 9: CAD-Darstellung zur Variantenauswahl unter Einsatz einer Familientabelle (rechts)

Die Anzahl der zu berechnenden Varianten ist über Parameter einstellbar. Durch eine Kennzahl am automatisch generierten Variablennamen wird der Anwender direkt auf den Getriebetyp bzw. dessen Umlauffähigkeit in der Familientabelle hingewiesen, Bild 9 rechts.

5 Beispiele aus den aktuellen F&E-Schwerpunkten

Die Themenschwerpunkte im Bereich der Forschung und Entwicklung (F&E) wurden an der Professur Montage- und Handhabungstechnik in den letzten Jahren neu ausgerichtet. Aufbauend auf dem Wissensfundament bzgl. der nichtlinearen Antriebssysteme sind die Schwerpunkte stark von Anfragen aus der Industrie geprägt und werden für längerfristige Projekte auch im Verbund mit Praxispartnern staatlich gefördert bearbeitet. Das Akquirieren von Einzel-DFG-Themen zur Erforschung neuer grundlegender Methoden

und Verfahren im Umfeld der Mechanismentechnik gelang in den letzten Jahren nicht.

Hier kann die Professur nur durch Kooperationen mit Partnern, welche sich vor allem in den heute vom BMBF deklarierten 5 Bedarfsfeldern (Klima/Energie, Gesundheit/Ernährung, Mobilität, Sicherheit, Kommunikation) bzw. dazu erforderlichen Schlüsseltechnologiethemen (Bio- und Nanotechnik, Mikro- und Nanoelektronik, Optik, Mikrosystem-, Werkstoff- und Produktionstechnik, Dienstleistungsforschung, Raumfahrt, Informations- und Kommunikationstechnologie), bewegen, einen Beitrag leisten [3]. Neue und insbesondere für KMU's oftmals wichtige Themenstellungen, die eng mit dem Fachgebiet der Mechanismentechnik verbunden sind, finden heute in diesen Bedarfsfeldern und Schlüsseltechnologien leider kaum noch grundlagenförderliche Beachtung.

So zeigen auch die nachfolgenden Beispiele aktuelle F&E Themenstellungen, die in enger Zusammenarbeit mit KMU-Praxispartnern bearbeitet wurden und werden.

5.1 Entwicklung des neuen Softwareproduktes MOCAD

Der Begriff "Bewegungsdesign" kennzeichnet eine grafisch-interaktiv geprägte Arbeitsweise zur Gestaltung und Optimierung von Soll-Bewegungsabläufen für Kurvengetriebe und sogenannte Motion-Control-Systeme [4].

Will man dieser Definition folgen, so ist es für Praxisanwender erforderlich, effiziente Werkzeuge zur Berechnung von Bewegungsfunktionen, gepaart mit einer interaktiven Gestaltung und Optimierung von Bewegungsabläufen bis hin zur Berechnung von Kurvenscheiben- und Fertigungsdaten bzw. Schnittstellen für "Motion Control Systeme" (MCS) bereitzustellen.

Unter diesem Aspekt wird seit ca. 3 Jahren an der Professur Montage- und Handhabungstechnik (MHT) das Programm **MOCAD** (**Mo**tion and **Ca**m **D**esign) für den konstruktiven Entwurf von Kurven- und Kurvenschritt-getrieben) entwickelt [5], siehe Bild 10.

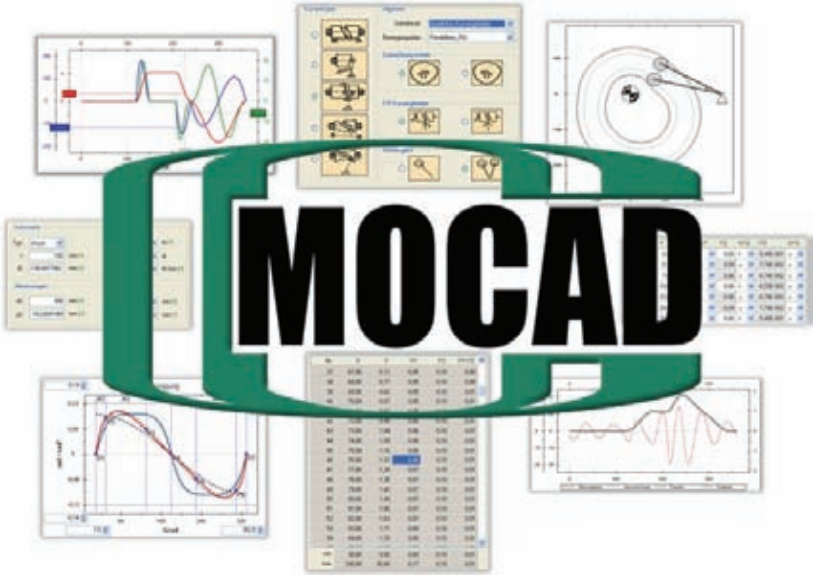


Bild 10: MOCAD – Programmüberblick (www.mocad.info)

Die Software bietet sowohl dem klassischen Anwender als auch dem Bewegungsdesigner viele Möglichkeiten mittels intuitiver Bedienung beliebige Bewegungsabläufe unter Nutzung eines spezifischen und erweiterbaren Funktionsumfanges sehr schnell und hardwareunabhängig zu gestalten. Die Ergebnisse bilden die Grundlage zur programminternen Auslegung von Kurven- oder Kurvenschrittgetrieben sowie zur Dimensionierung und Auswahl von Motion-Control-Systemen unterschiedlicher Hersteller [6].

5.2 Neues Handgelenk zur Automatisierung des Reckwalzens

In einem mit Bundesmitteln geförderten Kooperationsprojekt entstand ein neuartiges und mechanisch nachgiebiges Handgelenk (TCP) zur Automatisierung des Reckwalzens, welches funktional als Ausgleichseinheit zwischen Roboter und Prozesswerkzeug montiert wird [12].

Es hat die Aufgabe, die Antriebselemente des Roboters vor den stoßartigen Prozesskräften, welche beim Warmumformprozess des Reckwalzens

auftreten, zu schützen. Bild 11 zeigt ein CAD-Modell des entwickelten Handgelenks, bestehend aus einem Ausgleichsmechanismus in Form einer 3-fach angeordneten „Nürnberger Schere“, dem Schwenkmechanismus (links) zur Drehung der Baugruppe und dem Greifer mit Werkstück (rechts).

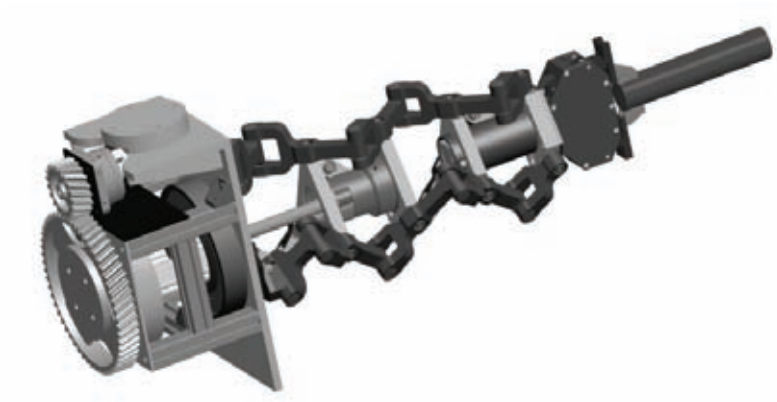


Bild 11: Dynamisches Roboterhandgelenk mit Schwenkeinrichtung

Der Antrieb erfolgt pneumatisch am mittleren Steg der drei Koppelstränge. Dadurch ergibt sich zwischen Greifer und Antriebszylinder eine Übersetzung von 2:1. Zielstellung war einerseits, eine sehr kompakte, leichte und zugleich steife Greiferführung mit großem Ausgleichshub zu realisieren, und andererseits einen innerhalb der Walzenleerlaufzeit von 0,3 s durchzuführenden Schwenkvorgang direkt am Handgelenk, und nicht durch den Roboterarm, zu realisieren.

Im Entwicklungsprozess standen neben konstruktiv erforderlichen kinematischen und strukturdynamischen Simulationen auch von Beginn an Prozesssimulationen zur Optimierung des Gesamtverhaltens und zur Optimierung der Antriebsstrategien mit Mittelpunkt. Durch die Modellsimulation mittels SimulationX (ITI) gelang es, pneumatische und steuerungstechnische Auslegungsfragen von Beginn an mit zu beantworten [7].

5.3 Koppelgetriebebibliothek für die ITI-Simulationsumgebung

Ebenso wie beim Roboter-Handgelenk ist es prinzipiell für einen Anwender immer wünschenswert, beim Einsatz eines Mehrkörpersystems (MKS) auch die Antriebscharakteristika am Aktuator (Motor, Zylinder, Magnet, usw.) oder auch thermodynamische bzw. regelungstechnische Einflüsse mit zu simulieren. Leider bieten viele einfach zu handhabende Analyseprogramme für Koppelgetriebe, wie z. B. das oft an Bildungseinrichtungen genutzte Programm SAM, diese Möglichkeit nicht. Ebenso können auch in vielen MKS-Systemen zwar Antriebsfunktionen punktweise oder funktional vorgegeben, jedoch steuer- und regelungstechnische Einflüsse nicht explizit definiert werden. Unter diesem Blickwinkel entsteht aktuell in Zusammenarbeit mit der Firma ITI GmbH aus Dresden eine neue 2D-Mechanik-Bibliothek für ebene Koppelgetriebe mit Dreh- und Schubgelenken nach VDI 2729, welche bereits in den Mathcad-Modulen der MATHTOOL-Toolbox an der Professur implementiert wurden [8].

In Anlehnung an diese VDI-Richtlinie gibt es Module, wie DAN für einen Drehantrieb, DDD für einen Zweischlag mit Drehgelenken oder FGP für eine Punktführung, welche durch sogenannte Connections miteinander verbunden werden, siehe Bild 12.

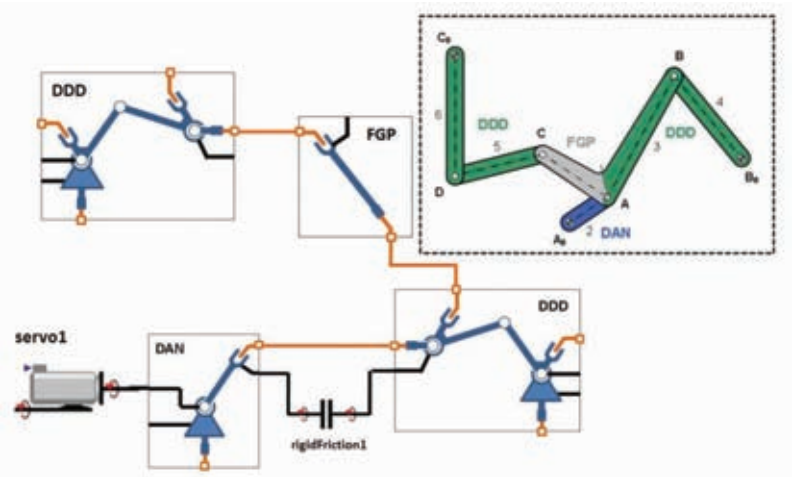


Bild 12: SimulationX – 2D Bibliothek für Koppelgetriebe

Neben einer sehr einfachen Handhabung der Module zur kinematischen Analyse nach VDI 2729 Blatt 1 werden auch alle kinetostatischen Parameter sofort mit berechnet [9]. Nach einem sehr schnellen Modellaufbau der 2D-Mechanik können für ganzheitliche Simulationen die Komponenten anderer Domänen mit unterschiedlichem physikalischen Hintergrund ins Modell eingebunden werden. So bietet SimulationX heute weit mehr als 500 Modellelemente, z. B. für die Abbildung komplexer mechatronischer Systeme, an. Diese stehen in Modellbibliotheken, wie z. B. der Mechanik, Antriebstechnik, Hydraulik und Pneumatik bis hin zur Thermodynamik oder Regelungstechnik, zur Verfügung. Weitere Informationen zur Anwendung der neuen 2D Bibliothek für Koppelgetriebe und erste Ergebnisse der Anwendung einer ebenfalls neuen Modulbibliothek für Bandgetriebe sind in [10] dargestellt.

5.4 Innovatives Antriebskonzept für Kabelflechtmaschinen

Analysiert man die derzeit am Markt gebräuchlichen Rotorflechtmaschinen, so kann eine weitere Leistungssteigerung wahrscheinlich nur über ein neuartiges Antriebssystem zur Fadenverlegung mit mathematisch definierter ungleichmäßiger Bewegung des Fadenstellgliedes erreicht werden. Diesem Ziel folgend wird aktuell in Zusammenarbeit mit einem Kooperationspartner ein neuartiges Antriebssystem für diese Maschinen entwickelt [12].

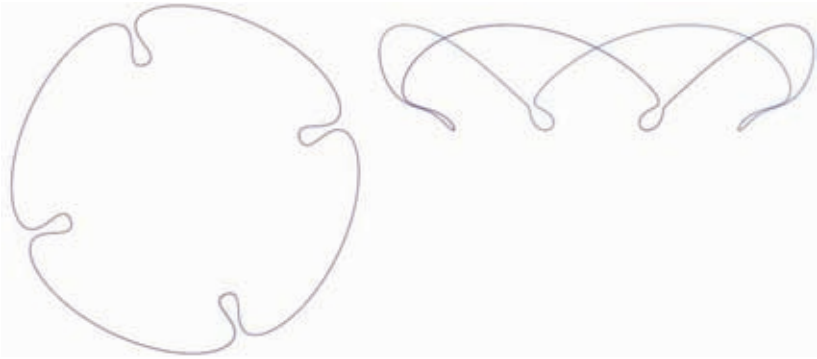


Bild 13: Optimale Verlegekurve in Drauf- (links) und Seitenansicht (rechts)

Die Verlegekurve beschreibt den Bahnverlauf der mechanisch geführten Verlegeeinheit des Kettfadens, welcher durch Kreuzung mit dem Schussfaden dann ein Geflecht bildet. Bild 13 zeigt die zur Verlegung des Kettfadens erforderliche Bahnkurve. Diese wird als räumliche Kurve am Koppelpunkt eines Führungsgetriebes erzeugt, wobei die erforderliche Bewegung durch eine mechanisch überlagerte und zwangläufige Hub- und Rotationsbewegung entsteht.

Bei den bekannten und am Markt etablierten Antriebssystemen wird die Führung des Kettfadens durch umlaufende und in einer Nut geführte Schwinghebel (räumliche Nutkurvengetriebe) erreicht. Beim neuen Antriebssystem werden gemäß der Forderungen nach einer optimierten Bauraumgestaltung und besseren Zugänglichkeit acht Schubkurbeln zur Huberzeugung genutzt, welche Ellipsenräderpaaren zu Erzeugung einer nichtlinearen Antriebsbewegung nachgeschaltet sind, Bild 14.

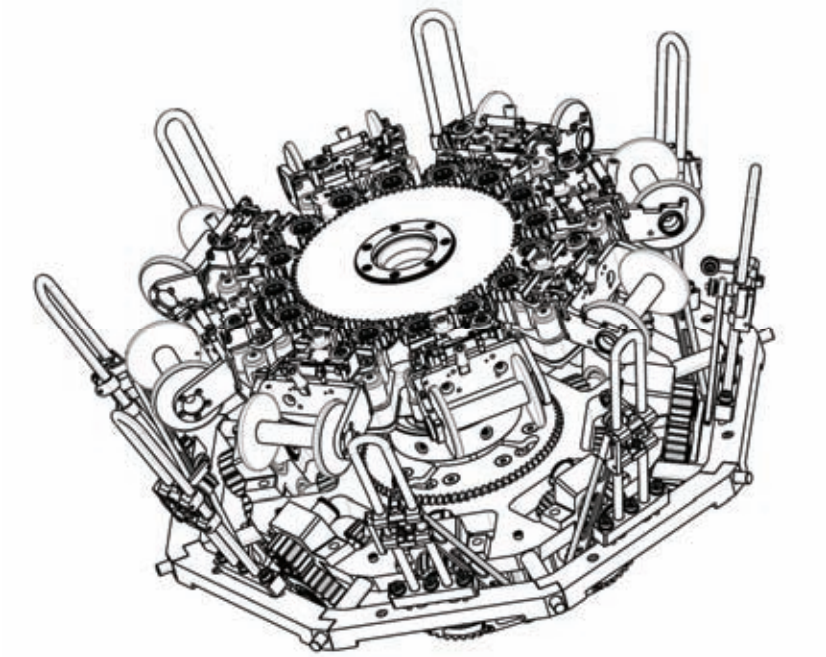


Bild 14: Komplettes CAD-Modell der Verlegeeinheit

Ausgehend von ersten vereinfachten Skelett- und CAD-Modellen zur Maßsynthese und Bewegungsanalyse entstand ein immer detaillierteres virtuelles Modell der gesamten Antriebsbaugruppe, siehe Bild 14 [11]. Dieses war zur Analyse und Beurteilung der kinetostatischen Eigenschaften, welche die Dimensionierung und geometrische Optimierung des Prototyps bestimmen, erforderlich. Insbesondere Fragestellungen hinsichtlich der durch Trägheits- und Fliehkräfte bestimmten Auslegung und Optimierung des Antriebsstrangs sowie zur Beurteilung des Fadenlaufs, dessen Kollisionsfreiheit unter Beachtung der sehr komplexen Bauteil- und Baugruppengeometrie exakt untersucht werden musste, waren mit einem solchen Modell sehr effizient zu beantworten. Die Fertigstellung des Prototyps ist für Ende 2011 geplant.

Literatur

[1] Volmer, J.; Berger, M.: Getriebetechnik - Vom Polylux-Modell zum Rapid-Prototyping, 175 - Das etwas andere Jubiläumsbuch. Herausgeber: Gesellschaft der Freunde der Technischen Universität Chemnitz e. V., Universitätsverlag der TU Chemnitz: Verlagshaus Monsenstein und Vannerdat OHG, Münster, S. 42-46 ISBN: 978-3-941003-28-6

[2] Berger, M. ; Schönherr, J.: Auslegung und Steuerung von mechatronischen Punktführungsgetrieben mit Hilfe der Fourierapproximation., VDI-Berichte 1281, Düsseldorf: VDI-Verlag 1996, S. 223-248 http://www.tu-chemnitz.de/mb/MHT/software/software.php?NR=1

[3] Ideen. Innovationen. Wachstum. Hightech-Strategie 2020 für Deutschland. Herausgeber: Bundesministerium für Bildung und Forschung (BMBF). Bonn, Berlin 2010

[4] MHT-Online-Information zum Bewegungsdesign: www.bewegungsdesign.info

[5] Heine, A.; Matthes, J.; Schulz, R.; Berger, M.: MOCAD – Ein grafisch interaktives Werkzeug zur Berechnung und Optimierung von Kurvengetrieben und Motion Control Systemen, VDI-Berichte 2116, VDI Verlag Düsseldorf,2010, ISBN : 978-3-18-092116-7

[6] MHT-Online-Information zu MOCAD: www.mocad.info

[7] Berger, M.; Riedel, M.; Ebert, F.; Weber, M: Entwicklung eines gedämpften Roboterhandgelenks für stoßartige Prozesskräfte. 20. Internationale Wissenschaftliche Konferenz Mittweida, 2009. Scientific Reports IWKM 2009 Nr.5, S.58 - 61, ISBN : 1437-7624

[8] Berger, M.; Matthes, J.: MATTOOL – Eine Sammlung modularer Algorithmen zur rechnergestützten Antriebs- und Getriebeauslegung. VDI Berichte 1966, Düsseldorf: VDI Verlag, 2006, ISBN 3-18-091966-3

[9] Ebert, F.; Mahn, M.; Berger, M.; Schreiber, U.: Simulation of planar Linkages in SimX with modular Library Elements, Dresden, 13. ITI Symposium, 24.-25.11.2010

[10] Ebert, F.; Berger, M.; Heinrich, S.: Ganzheitliche Systemsimulation komplexer Antriebssysteme mit nichtlinearer Charakteristik. 9. Kolloquium Getriebetechnik, 07.09. - 09.09.2011, Tagungsband ISBN: 978-3-941003-40-8

[11] Denninger, D.: Einsatz von Pro/E-MCAD-Strategien zur integrativen Entwicklung des "Kettfaden" - Antriebssystems einer Rundflechtmaschine, 12. Bayreuther 3D-Konstrukteurstag, 2010

[12] Gefördert vom Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages

Mechatronik selbstgemacht

Michael Beitelschmidt, Johannes Stier, Gero Zechel, Alexander Heghmanns

Professur für Dynamik und Mechanismentechnik, Institut für Festkörpermechanik, Technische Universität Dresden

Kurzfassung

2010 fand erstmalig ein Roboterwettbewerb für Erstsemesterstudenten der Mechatronik im Rahmen einer Projektwoche an der Technischen Universität statt. Dieser hatte das Ziel, den Studierenden eine Motivationssteigerung für ihr Studium zu geben und ihnen anhand des Themas Robotik einen Überblick über die wichtigsten Elemente der Mechatronik zu vermitteln. Es wurden vier verschiedene Aufgaben entwickelt, die Teil eines Staffelwettbewerbs waren. Die Grundlage der Roboter bildete Lego Mindstorms NXT 2.0, wobei die Programmierung mit National Instruments LabVIEW erfolgte. In diesem Artikel werden sowohl die Organisation und Umsetzung des Projektes, als auch die gewonnenen Erfahrungen beschrieben.

Abstract

In 2010, for the first time, a robot competition was organized at the Technische Universität Dresden for first-year students of mechatronics. The competition was supposed to give the students a push of motivation for their studies and an overview over the most important elements of mechatronics. Four different challenges were developed and combined to a relay competition. The robots were built with Lego Mindstorms NXT 2.0 and programmed with National Instruments LabVIEW. In this article the project's organization and implementation as well as the gained experiences are described.

1 Einführung

Die ersten zwei Semester des Mechatronikstudiums an der Technischen Universität Dresden werden als Orientierungsjahr bezeichnet, das sich durch einen geführten Studienbeginn auszeichnet und nur grundlegende Module wie z.B. Mathematik und Grundlagen der Elektrotechnik beinhaltet. Im Jahr 2010 wurde erstmals zusätzlich eine Projektwoche mit dem Titel „Mechatronik selbstgemacht“ eingeführt, die ein Pflichtmodul darstellt. Konzipiert wurde sie vom Studiendekan Prof. Dr.-Ing. Michael Beitelschmidt und der Studienkommission Mechatronik. In dieser Projektwoche bekommen die Studierenden die Aufgabe, Roboter zur Lösung von Problemstellungen verschiedener Art zu bauen. Zur Steigerung der Motivation findet am Ende des Projektes ein Staffelwettbewerb statt, an dem die Studierenden mit ihren Robotern teilnehmen müssen. Roboter zu bauen gibt den Studierenden die spielerische Möglichkeit, Mechatronik in all ihren Aspekten zu erleben.

Die Hauptziele des Projektes sind die Vermittlung der folgenden grundlegenden Fähigkeiten:

- Handhaben von Aktoren und Sensoren, Programmierung eines Mikrocontrollers,
- Signalverarbeitung mit selbstentwickelten Algorithmen,
- Entwerfen einfacher mechatronischer Systeme, die definierte Aufgaben lösen können.

Die sich daraus ergebenden Inhalte des Projektes lauten wie folgt:

- Kennenlernen von Aktoren und Sensoren,
- Entwickeln einfacher Bewegungssteuerungen und deren Implementierung auf einem Mikrocontroller,
- Selbstreflexion gewonnener Kompetenzen und der eigenen Stärken und Schwächen.

2 Das Projekt

2.1 Hardware & Software

Das Projekt verwendet als Grundlage das Robotersystem LEGO MINDSTORMS NXT 2.0. Dieses ist einfach zu verwenden, leicht erlernbar und bietet vielfältige Möglichkeiten Roboter für diverse Aufgaben zu bauen. Die Programmierung der Roboter erfolgt regulär mit der LEGO MINDSTORMS NXT

2.0 SOFTWARE. Sie wurde von NATIONAL INSTRUMENTS entwickelt und basiert auf LABVIEW. Die Lego-Software ist ebenso wie LabVIEW eine grafische Programmierumgebung, die die Implementierung einfacher Regel- und Steuerungsaufgaben erlaubt und einen ersten Einblick in die Programmierung von Robotern ermöglicht. Die Studierenden erhalten so eine Einführung in grafische, signalorientierte Programmierung und werden motiviert, sich im Laufe ihres Studiums eingehender damit zu beschäftigen. So wird zum Beispiel in fortführenden Projekten mit der Verwendung der Programmiersprachen NXC, basierend auf C [2], oder LeJOS für Java [3], mit denen der NXT maschinennäher programmiert werden kann, noch anspruchsvollere Aufgaben gelöst.

2.2 Das Konzept

Alle teilnehmenden Studierenden werden in Gruppen zu je vier Teilnehmern eingeteilt. Je eine von vier Aufgaben wird den Gruppen zugeteilt. Zusammen bilden die vier Aufgaben einen Parcours, der innerhalb einer vorgegebenen Zeit bewältigt werden muss. Dafür werden Staffeln gebildet, die sich aus je einer Gruppe jeder Aufgabe zusammensetzen. Am Ende des Projektes nehmen alle Staffeln mit dem Ziel, die schnellste Staffel zu sein, am Wettbewerb teil. Dies gibt den Studierenden einen weiteren Motivationsschub.

2.3 Der Parcours: Die vier Aufgaben

Wie bereits im Abschnitt zuvor beschrieben, besteht der Parcours, der von den Staffeln zu bewältigen ist, aus vier Aufgaben. Eine Skizze des Parcours kann Bild 1 entnommen werden. Die Aufgaben sind jeweils unterschiedlicher Natur, mit verschiedener Schwierigkeit in den drei Bereichen: Regelung, Konstruktion und Programmierung. Definierte Übergaben, durch die der „Staffelstab“ von einer Gruppe zur nächsten übergeben wird, verbinden die Aufgaben zum Staffelparcours. Um eine Unterbrechung eines Staffellaufes aufgrund eines Roboterausfalls zu vermeiden, hat jede Aufgabe eine Zeitgrenze. Wenn dieser Grenzwert durch eine Gruppe überschritten wird, bekommt die Gruppe eine Zeitstrafe und der Staffelstab wird per Hand übergeben.

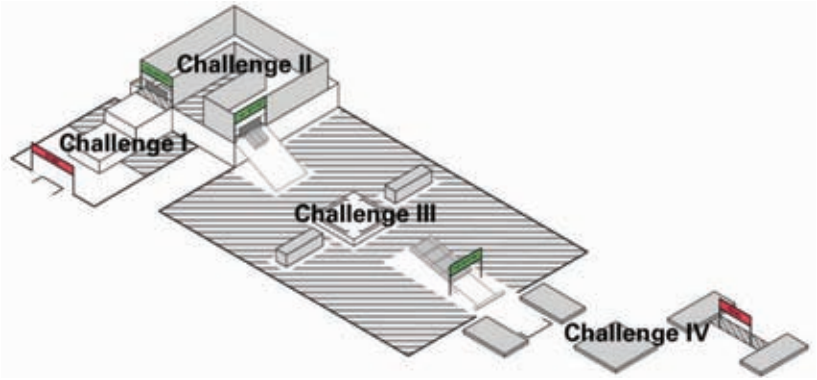


Bild 1: Der Staffelparcours

Aufgabe I: ***Aufstieg*** Die Studierenden müssen einen Roboter entwickeln, der in der Lage ist, zwei Stufen definierter Abmessungen zu überwinden, wie die Skizze des Parcours in Bild 2 zeigt. Der Hauptaspekt dieser Aufgabe ist die Konstruktion, die den mechanischen Teil der Mechatronik repräsentieren soll. Regelung und Programmierung spielen eine untergeordnete Rolle, sollten aber trotzdem berücksichtigt werden. Um die Konstruktion zu vereinfachen, erhalten die Gruppen zusätzlich zum Basiskasten einen Erweiterungskasten, der zusätzliche Lego-Steine beinhaltet. Wenn der Roboter die oberste Stufe erreicht hat, wird der Staffelstab an die nachfolgende Gruppe der Aufgabe II durch Berühren einer Klappe zwischen den Aufgaben überreicht. Für einen gerechten Wettbewerb am Ende des Projektes sind folgende Regeln zu beachten:

- Der Roboter muss an der Startlinie aufgestellt werden, darf dort aber manuell positioniert werden.
- Der Roboter muss selbstständig nach einem akustischen Signal starten.
- Der Roboter darf jederzeit durch die Entscheidung der Gruppe an die Startlinie zurückgesetzt werden. Die Zeitmessung wird währenddessen aber nicht unterbrochen.

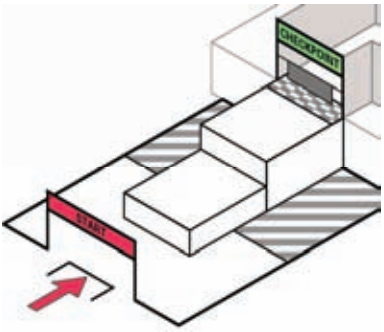


Bild 2: Parcours Aufgabe I

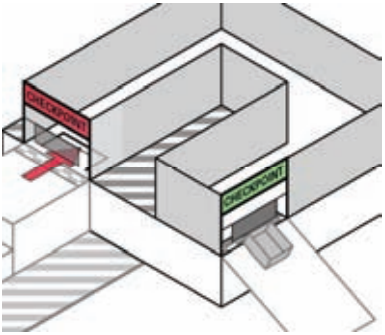


Bild 3: Parcours Aufgabe II

Aufgabe II: ***Labyrinth*** Den Parcours von Aufgabe II zeigt Bild 3. In dieser Aufgabe ist ein Roboter zu bauen, der sich selbstständig durch einen Korridor bekannter Abmessungen aber unbekannter Gestalt bewegen kann. Das Labyrinth besteht aus einer quadratischen Grundplatte mit einem äquidistanten Gitter. Jedes dieser Felder repräsentiert ein Labyrinthsegment. Wände unterschiedlicher Länge können auf der Platte kombiniert werden, um ein Labyrinth zu formen. Die finale Konstruktion des Labyrinthes kann Bild 7 entnommen werden. Im Gegensatz zu Aufgabe I ist die Regelung und Programmierung hier die entscheidende Herausforderung. Aufgabe II hebt die Interaktion zwischen Sensoren und Aktoren hervor. Der Staffelstab wird an die Gruppe von Aufgabe III durch Berühren eines Mechanismus weitergegeben, der einen Korb in einer Rutsche herunterrutschen lässt. Wie auch bei der vorhergehenden Aufgabe gibt es verschiedene Regeln, die befolgt werden müssen:

- Die endgültige Gestalt des Labyrinthes wird erst vor dem Wettbewerb bekannt gegeben.
- Die maximale Länge eines geraden Korridors ist begrenzt. Alle Korridore sind rechtwinklig zueinander, und es gibt keine Kreuzungen oder Sackgassen.
- Der Roboter darf erst starten, wenn die Klappe ausgelenkt wurde.
- Die Korridorwände dürfen nur durch die Tastsensoren berührt werden. Wenn ein anderer Teil des Roboters an die Wände gerät, gibt es eine Zeitstrafe je Labyrinthsegment, in dem die Berührung stattfand.

- Der Roboter darf durch die Gruppe jederzeit drei Labyrinthsegmente zurückgesetzt werden. Die Zeitmessung wird allerdings währenddessen nicht unterbrochen.

Aufgabe III: ***Kran*** Die Aufgabe besteht darin, einen Roboter zu konstruieren, der die Position eines Korbes bestimmen, ihn danach anheben und mit Rücksicht auf zwei Hindernisse in eine von vier Boxen ablegen kann. Der zur Aufgabe zugehörige Parcours ist in Bild 4 dargestellt. Nachdem der Korb durch die vorhergehende Gruppe zum Rutschen veranlasst wurde und danach die Rutsche verlassen hat, ist seine Position zufällig. Analog zu Aufgabe I ist der Hauptaspekt dieser Aufgabe Konstruktion. Deswegen erhalten die Gruppen ebenfalls das Erweiterungsset zusätzlich zum Basiskasten. Zudem spielen Regelung und Programmierung nur eine untergeordnete Rolle. Die wesentliche Schwierigkeit dieser Aufgabe ist das Konstruieren eines Kranarmes, der mit Rücksicht auf die Stabilität der Konstruktion und der gegebenen Lego-Teile so lang wie möglich ist. Wenn der Korb in einer der vier Boxen abgelegt wurde, wird eine Wippe aktiviert und der Staffelstab wird an die nachfolgende Gruppe von Aufgabe IV weitergegeben. Für die Gewährleistung eines gerechten Wettbewerbs sind folgende Regeln zu beachten:

- Der Roboter (Kran) muss auf eine gegebene Grundplatte montiert werden.
- Die Aufgabe ist beendet, wenn der Korb in einer der Boxen abgelegt worden ist.
- Wird der Korb in Box zwei, drei oder vier gelegt, gibt es einen Zeitbonus.

Aufgabe IV: ***Balltransporter*** Die letzte und finale Aufgabe ist der Balltransporter. Bild 5 zeigt eine Skizze des Aufgabenparcours. Es ist ein Roboter zu entwickeln, der einen gegebenen Ball von der Start- zur Ziellinie vorbei an bekannten Hindernissen transportieren kann, ohne die Hindernisse zu berühren. Der Ball muss auf einen gegebenen Lego-Stein platziert werden und darf während des Transports nicht herunterfallen. Außer dem Stein, auf dem der Ball liegt, darf er keine anderen Teile berühren. Dadurch bedeutet das Berühren eines Hindernisses, oder zu

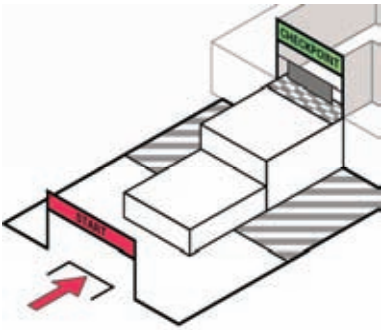


Bild 4: Parcours Aufgabe III

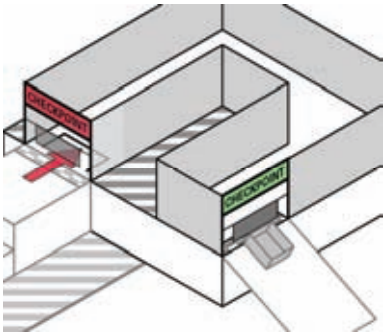


Bild 5: Parcours Aufgabe IV

schnelles Anfahren oder Abbremsen das Verlieren des Balles mit dem Resultat eines Neustarts. Eine glatte Trajektorie zu planen und zu implementieren ist der Hauptaspekt dieser Aufgabe. Hierfür werden Kenntnisse im Bereich Regelung und Programmierung benötigt. Wie auch bei den vorhergehenden Aufgaben sind definierte Regeln zu beachten:

- Der Roboter muss sich beim Start mit Ball hinter der Startlinie befinden.
- Der Start wird durch die Wippe ausgelöst. Im Ausgangszustand liegt die Wippe auf der Seite von Aufgabe 4 auf dem Boden auf. Wird der Korb durch die Gruppe von Aufgabe 3 in einen der Körbe gelegt, hebt sich die Wippe. Diese Veränderung muss zum Starten detektiert werden.
- Nachdem die Ziellinie überfahren wurde, ist ein akustisches Signal auszugeben.
- Der Ball wird als heruntergefallen angesehen, wenn er einen anderen Lego-Stein berührt als den, auf dem er liegt. Wird der Ball verloren, muss ein Neustart von der Startlinie erfolgen. Währenddessen wird die Zeitmessung nicht angehalten.

3 Die Projektvorbereitung/Der Zeitplan

Die Organisation des Projektes wurde hauptsächlich von wissenschaftlichen Mitarbeitern dreier Lehrstühle unterschiedlicher Fakultäten bewerkstelligt. Zusätzlich konnten Studenten des dritten und fünften Semesters zur Unterstützung der Organisation gewonnen werden. Deren Hauptaufgabe war die Konzeption, Entwicklung und Umsetzung der Aufgaben im Vorfeld des Projektes. Für jede Aufgabe wurde eine Musterlösung durch die Studenten erstellt, um festzustellen, ob die Aufgaben lösbar sind. Zudem fanden zwei Probeläufe statt, bei denen die Aufgaben und Musterlösungen getestet und die Aufgabenregeln für den Staffelwettbewerb festgelegt wurden.

Die gesamte Organisation, d.h. die Einschreibung der Studierenden in die Gruppen, der Download der Aufgabenstellungen und die Weitergabe aktueller Informationen, wurde mit Hilfe des sächsischen E-Learning-Systems OPAL [1] realisiert.

Weil das Projekt ein Modul im ersten Semester ist, können Credit Points erworben werden. Dadurch wird eine Prüfung erforderlich. Aus diesem Grund wurden zwei Präsentationen eingeführt, die die Studierenden gestalten sollten. Der Inhalt der ersten Präsentation, der Gruppenpräsentation, sollte eine Zusammenfassung möglicher Lösungen einer Aufgabe enthalten und sollte vor den Gruppen der gleichen Aufgabe gehalten werden. Die detaillierte Beschreibung der bevorzugten Lösungsvariante, welche die Studierenden umsetzen werden, sollte ebenfalls Bestandteil sein. Das Ziel dieser Präsentation ist, die Studierenden zum Analysieren einer Aufgabe, zur Entwicklung von Lösungsstrategien und zur Vorbereitung einer Präsentation zu animieren. Im Gegensatz dazu nehmen alle Gruppen einer Staffel an der zweiten Präsentation, der Staffelpräsentation, teil, in der jede Gruppe die Lösung ihrer Aufgabe vorstellt. Weil die Staffeln zufällig durch Losen zusammengestellt werden, ist dies der erste Kontakt der Gruppen mit ihren Staffelpartnern und deren Robotern. Zudem sollen die Staffeln dadurch die Möglichkeit erhalten, ihren Staffellauf zu optimieren, vor allem die Weitergabe des Staffelstabes. Zum Erwerb der Credit Points muss jeder Studierende an beiden Präsentationen teilnehmen.

Wie zuvor erwähnt, soll die Zusammensetzung der Staffeln durch Losen bestimmt werden. Dadurch soll verhindert werden, dass die Gruppen zu zeitig von ihrer Aufgabe abgelenkt werden. Außerdem soll eine ungleiche Arbeitsteilung innerhalb einer Staffel vermieden werden. Um aber den Staffeln die Möglichkeit zu geben, ihren Lauf und die Übergabe des Staffelstabes zu testen, gab es zwei Trainings. Das erste Training wurde einen Tag vor dem Wettbewerb direkt nach der Auslosung angesetzt, und das zweite Training – eine Art „Warm Up" – sollte ein paar Stunden vor dem Wettbewerb am Wettbewerbstag stattfinden.

Das Projekt wurde für die Woche vom 15. zum 19. November 2010 geplant. Um genug Raum für alle Gruppen zu haben, wurde der Festsaal der Universität gebucht, der genügend Tische und Stühle bietet und über eine Medienanlage verfügt. Alle wissenschaftlichen Mitarbeiter und Studentischen Hilfskräfte, die sich an der Planung und Organisation beteiligten, waren während der Woche für die Betreuung der Studierenden verantwortlich. Die Teilnehmer sollten die Möglichkeit erhalten, täglich von 9 Uhr bis 22 Uhr arbeiten zu können, wodurch ihnen genug Zeit für die Bearbeitung ihrer Aufgaben zur Verfügung stand.

4 Die Projektwoche

Das Projekt begann, wie geplant, am 15. November 2010. Bis dahin waren die Einschreibung der teilnehmenden Studierenden und die Projektorganisation weitgehend abgeschlossen. Achtzig Studierende aufgeteilt auf zwanzig Gruppen wurden erwartet. Dadurch ergaben sich insgesamt fünf Staffeln. Nach einer kurzen Einführung in das Projekt, dessen Ziele und den Zeitplan, folgte eine kurze Einführung in LABVIEW und die Lego-Kästen wurden an die Studierenden ausgegeben. Die restliche Zeit des Tages wurde durch die Studierenden genutzt, um sich mit den Kästen und den Aufgaben vertraut zu machen und um erste Lösungsansätze auszuarbeiten.

Am zweiten Tag konnten die Teilnehmer nahezu die ganze Zeit für die Arbeit an ihren Robotern nutzen. Die Arbeitszeit wurde nur von den Gruppenpräsentationen unterbrochen, in denen zum Teil interessante und außergewöhnliche Lösungsansätze dargestellt wurden, welche die Kreativität und Begeisterung der Studierenden widerspiegelten.

Der dritte Tag war ein Feiertag in Sachsen, aber die Studierenden erhielten trotzdem die Möglichkeit an ihren Robotern zu arbeiten, allerdings ohne fachliche Betreuung und mit reduzierter Arbeitszeit.

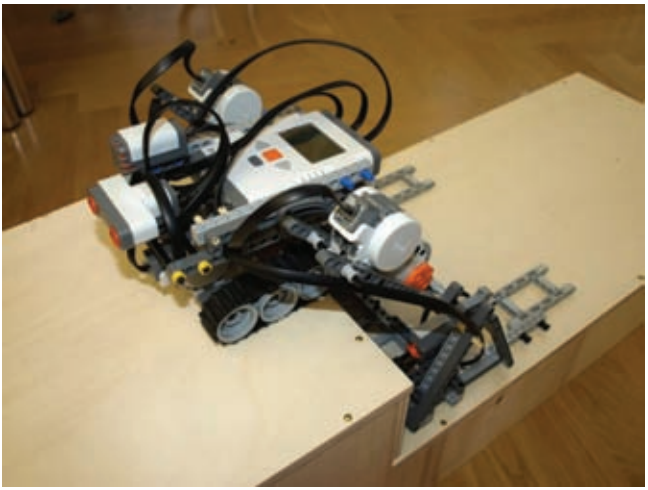


Bild 6: Beispielroboter für Aufgabe I



Bild 7: Beispielroboter für Aufgabe II

Am Donnerstag, dem vierten Tag des Projektes, sollten die Teilnehmer mit ihren Robotern weitgehend fertig sein. Am Morgen wurden die Staffeln ausgelost und am Nachmittag die Staffelpräsentationen gehalten. Diese sollten unter Anderem den Wissenstransfer der Teams innerhalb der Staffeln befruchten, was aber nur teilweise stattfand.



Bild 8: Beispielroboter für Aufgabe III



Bild 9: Beispielroboter für Aufgabe IV

Aber sie waren dennoch eine hilfreiche Möglichkeit für die Gruppen, ihre Staffelpartner kennen zu lernen. Gleichzeitig zu den Präsentationen fand das erste offizielle Training für die Staffeln statt. Es gab zwei Parcours, welche für das Training verwendet werden konnten, die aber noch nicht die endgültige Gestalt des Labyrinthes verrieten. Das Training bot den Teams eine gute Möglichkeit, ihre Roboter zu testen und den Staffellauf für den Wettbewerb zu üben und zu optimieren.

Der Freitag war der letzte Tag des Projektes. Der Tag begann mit dem zweiten Training am Morgen. Danach war nur wenig Zeit bis zum Wettbewerb am frühen Nachmittag. Somit hatten die Gruppen nicht viel Zeit ihre Roboter zu verändern, sie konnte diese lediglich feinabstimmen. Der Wettbewerb war der Höhepunkt des Projektes. Alle Teilnehmer versammelten sich um den Wettbewerbsparcours und feuerten die Gruppen ihrer Staffel an. Um zu vermeiden, dass es Teams ohne funktionierenden

Roboter gibt, erhöhten die Betreuer ihre Betreuung derjenigen Gruppen, die noch mit ihrer Lösung kämpften. Dadurch erreichten letztlich alle Gruppen einen funktionsfähigen Roboter für die Teilnahme am Wettbewerb. Einzelne Teams mussten ihren Lauf abbrechen und neu starten, konnten aber ihren Teil des Parcours in der gegebenen Zeit bewältigen. Erstaunlicherweise gab es keine Roboterausfälle aufgrund von Hardwareproblemen. Beispielroboter für jede Aufgabe können den Bildern 6, 7, 8 und 9 entnommen werden. Nach dem Wettbewerb fand eine Siegerehrung statt, bei der die schnellste Staffel und die schnellste Gruppe im Vergleich zu allen anderen Teams einer Aufgabe geehrt wurden. Zudem erhielten die beste Konstruktion und das beste Design einen Preis. Diese Preise wurden durch unabhängige Jurys vergeben, die aus Studierenden und Mitarbeitern bestanden, die nicht am Projekt beteiligt waren. Alle Teilnehmer waren bei der Prämierung des „besten Act“ stimmberechtigt. Schlussendlich haben alle Studierenden erfolgreich am Projekt teilgenommen und bekamen ein Zertifikat.

5 Auswertung und Verbesserungen

Für die Auswertung des Projektes, und um die Meinungen der Teilnehmer einzuholen, wurde erneut OPAL eingesetzt. Mit dessen Umfragefunktion wurde ein Fragebogen erstellt, den die Studierenden ausfüllen sollten. Dadurch erhielten sie die Möglichkeit der Mitwirkung an der Verbesserung des Projektes. Hauptsächlich wurden Fragen bezüglich der Organisation und den Staffelwettbewerb mit den Aufgaben gestellt; die Studierenden konnten aber auch an einigen Stellen eigene Kommentare zu ausgewählten Punkten abgeben. Leider nahmen aber nur etwa ein Viertel der Studierenden teil. Fast alle Rückmeldungen waren positiv und in einigen Fällen enthüllten die Antworten Probleme, die den Organisatoren so bisher nicht bewusst waren.

Die größten Probleme hatten die Teilnehmer am Anfang des Projektes mit der Handhabung von LABVIEW und der Programmierung an sich. Je weiter die Gruppen mit ihrer Lösung voranschritten, wurden andere Probleme bedeutender. Zum Beispiel stellten einzelne Gruppen fest, dass ihre ursprüngliche Lösung nicht wie erwartet funktionierte und sie mussten große Teile ihrer Konstruktion verändern. Vor allem ein Team, das an Aufgabe I mit dem Roboter „Hulk“ (siehe Bild 6) arbeitete, kämpfte mit der Stabilität der

Lego-Teile. Die Gruppen von Aufgabe II und Aufgabe IV hatten hauptsächlich Probleme mit der Optimierung ihrer Roboter.

Das Lego Mindstorms NXT 2.0 Robotersystem erwies sich als gute Grundlage, um auf einfache Weise Roboter für verschiedene Aufgaben unterschiedlichen Typs zu entwickeln. LABVIEW an Stelle von NXC oder der Originalsoftware einzusetzen war ebenfalls eine gute Wahl. Ausgehend von der Annahme, dass der Großteil des Teilnehmerfeldes kaum Programmierkenntnisse hat, liefert LabVIEW eine gute Alternative und einen sinnvollen Einstieg in die Roboterprogrammierung. Um aber zukünftig Schwierigkeiten mit LABVIEW am Anfang des Projektes zu verringern, muss eine detailliertere Einführung in LABVIEW stattfinden, und möglicherweise wäre die Vorbereitung eines Merkzettels mit grundlegenden Fakten für die nächste Projektwoche sinnvoll.

Das Medienzentrum der TU dokumentierte das Projekt und produzierte einen kurzen Film. Dieser kann im YOUTUBE-Kanal der TU gefunden werden (http://www.youtube.com/user/TUDresdenTV#p/u/33/M07WUiAS6AY).

Im Jahre 2011 wird erneut das Einführungsprojekt stattfinden. Eine Auswahl der Teilnehmer aus dem Jahr 2010 wird als studentische Hilfskräfte für die Betreuung angeworben. Alle bisher gesammelten Erfahrungen werden zur Verbesserung des Projektes herangezogen.

6 Zusammenfassung

Die Studierenden des ersten Semesters der Mechatronik nahmen im Jahr 2010 erstmals an einer Projektwoche in Form eines Roboterwettbewerbes teil. Es gab vier verschiedene Aufgaben, die die Teilnehmer lösen mussten. LEGO MINDSTORMS NXT 2.0 und LABVIEW wurden für die Entwicklung der Roboter eingesetzt, wodurch eine Vielzahl an unterschiedlichen Lösungen ermöglicht wurde. Die Parcours der Aufgaben bildeten einen Staffelparcours, den die einzelnen Gruppen am Ende des Projektes auf Zeit in Form eines Wettbewerbes absolvieren mussten. Dieser Wettbewerb motivierte die Studierenden ihre Roboter zu verbessern und so gut wie möglich einzustellen.

Zusammenfassend kann das Projekt als voller Erfolg bezeichnet werden. Es war eine großartige Erfahrung für jeden: Die teilnehmenden Studierenden, die Betreuer und alle anderen, die darin verwickelt waren. Obwohl es zweitweise stressig war, war es den Aufwand wert. Einen Roboterwettbewerb zur Motivationssteigerung von Erstsemesterstudierenden der Mechatronik einzusetzen, erwies sich als geeignetes Mittel.

Literatur

[1] Bildungsportal Sachsen: Online Plattform für Akademisches Lehren und Lernen (OPAL), https://bildungsportal.sachsen.de/opal/dmz/, (2011)

[2] Hansen, J.: Next Byte Codes & Not eXactly C, http://bricxcc.sourceforge.net/nbc/, (2011)

[3] Andrews, P. and Stuber, J.: leJOS - Java for LEGO Mindstorms, http://lejos.sourceforge.net/, (2011)

Erfahrungen aus der Lehre und Forschung kommen in die ThinkMOTION Datenbank

Autor(en): Erwin-Christian Lovasz[1], Dan Perju[1], Karl-Heinz Modler[2], Burkhard Corves[3], Torsten Brix[4], Ulf Döring[4], Agneta Elisabeta Lovasz[1], Inocențiu Maniu[1], Valentin Ciupe[1]

[1] Universitatea "Politehnica" din Timişoara, Timişoara

[2]Technische Universität Dresden, Dresden

[3]Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Aachen

[4]Technische Universität Ilmenau, Ilmenau

Kurzfassung

Im Bericht wird die Entwicklung eines mehrsprachigen illustrierten getriebetechnischen Wortschatzes nach bibliothekarischer Indexierung und ihre Anwendung in einer digitalen Mini-Bibliothek mit koordinierter Suchmaschine vorgestellt.

Abstract:

The paper deals with the development of a multilingual illustrated micro-thesaurus in mechanisms science according to the library indexation rules and its use in a digital mini-library with coordinating search machine.

1 Getriebelehre in Rumänien

Im Jahre 1920 wurde in Rumänien auf Beschluss von König Ferdinand I von Hohenzollern in Timişoara die erste Polytechnische Hochschule gegründet. Gleichzeitig wurde die Technische Hochschule in Bukarest gegründet. 1945 entstand am „Polytechnischen" Institut Traian Vuia (ehemaliger Name) der Lehrstuhl für Maschinenelemente, der ab 1948 auch die Getriebelehre als Lehrfach eingeführt hat. Nach dem zweiten Weltkrieg wurden in Iaşi, Cluj-Napoca und Braşov Polytechnische Hochschulen gegründet.

Persönlichkeiten wie Prof. Nicolae I. Manolescu, Prof. Cristian Pelecudi, Prof. Radu C Bogdan, Prof. Francisc V. Kovacs, Prof. Dumitru Mangeron, Prof. Dan Perju, Prof. Florea Duditza, Prof. Viorel Handra-Luca, Prof. Desideriu Maroş u.v.a. haben eine international anerkannte Getriebelehreschule begründet. Rumänien ist ebenfalls Gründungsmitglied der IFToMM. ARoTMM, die nationale IFToMM Organisation, organisiert seit 1973 die internationale Konferenz SYROM, seit 1972 die Konferenz MTM (Mechanism and Machine Transmission) und seit 1982 die Konferenz PRASIC (Mechanisms Computer Aided Design). Es wurden viele Forschungsarbeiten in der Industrie durchgeführt, die in mehreren Dissertationen aufgegriffen wurden. Viele Bücher wurden geschrieben und zahlreiche Berichte veröffentlicht.

Die Tradition in der Lehre und Forschung auf dem Gebiet der Getriebelehre an der „Polytechnischen“ Universität Timişoara und an den anderen rumänischen Universitäten bieten reiche Quellen für die digitale Getriebe- und Mechanismen-Bibliothek durch die Teilnahme als Partner in dem EU Projekt „DMG-Lib goes to Europeana“.

2 Indexierungsmethoden

Aufgrund der ansteigenden Informationsflut des digitalen Zeitalters ist eine zunehmend kontrollierte Indexierung von Informationen jeglicher Art, unabhängig vom Medium, auf dem sie gespeichert ist, von besonderer Bedeutung. Die kontrollierte Indexierung setzt einen Wortschatz mit spezifischen Begriffen für jeden Wissensbereich voraus und erlaubt eine gezielte und kontrollierte Suche nach Informationsquellen.

In der traditionellen Bibliothek, wo die Buchhandlungsindexierung durch Klassifizierung durchgeführt wurde, ist der Indexierungsbegriff ein numerischer Code. Als Beispiel können Codes wie Universal Decimal Classification, die Dewey Klassifikation, Library of Congress Classification, u.a., genannt werden. Mit Klassifizierung-Indizes indexierte Informationen können in den traditionellen Katalogen wiedergefunden werden.

Die Ära der computergestützten Indexierung erfordert den Einsatz von Indexierungsbegriffen als einfache oder komplexe Phrasen der verschiedenen Indexierungssprachen. Die bekanntesten Indexierungsarten im internationalen Bereich sind: LCSH - Library of Congress Subject

Headings [1], CSH - Canadian Subject Headings [3], RVM - Repertoire de vedettes-matiere [4]; RAMEAU - Encyclopedic Normdatei, verwaltet von der französischen Nationalbibliothek [5]; MeSH - Medical Subject Headings [6], u.a. .

Die Indexierung ist eine Darstellung mit Hilfe der natürlichen oder dokumentarischen Sprache, wobei sich die Daten aus der Inhaltsanalyse eines Dokuments oder eines Teils eines Dokuments ergeben. Das Ergebnis der Inhaltsanalyse des Dokuments wird durch Deskriptoren oder Stichwörtern ausgedrückt. Die Indexierung ist ein komplexer Prozess, in dem folgende Elemente vorhanden sind: Indexator, Indexierungssprache und der/die Indexierungsbegriff(e) der Informationen.

1. Der Indexator ist eine spezialisierte Person in der Indexierung von Dokumenten oder ein Computer mit entsprechender Software. Wenn eine Person der Indexator ist, spricht man von intellektueller Indexierung. Wenn die Indexierung vom Computer gemacht wird, spricht man von automatischer Indexierung. Die intellektuelle und die automatische Indexierung kann frei sein oder kontrolliert werden.
2. Die Indizierungssprache ist eine kontrollierte Menge von Begriffen, die aus der natürlichen Sprache ausgewählt werden, um in komprimierter Form die Inhalte von Dokumenten zusammenzufassen. Die Indexierungssprache kann wie folgt eingeteilt werden:
   - Indexierungssprache mit hierarchischer Struktur (verwendet Deskriptoren),
   - Indexierungssprache mit kombinatorische Struktur (verwendet Subjekte),
   - natürliche Indexierungssprache (verwendet Schlüsselwörter).
3. Der Indexierungsbegriff ist ein einfaches oder zusammengesetztes Wort und kann ein Schlüsselwort, ein Subjekt oder ein Deskriptor sein. Der Indexierungsbegriff darf als:
   - ein abgeleiteter Begriff aus der natürlichen Sprache,
   - oder ein bestimmter Klassifizierungscode, erscheinen.

Die Indexierungssprachen, die eine hierarchische Struktur besitzen, nennt man Klassifikationen. Die Indexierungssprachen mit einer kombinatorischen Struktur sind koordinierte Indexierungen. Alphabetisch sortierte Listen von Begriffen stellt das kontrollierte Vokabular dar, das in einer höheren Verarbeitungsstufe als Wortschatz bezeichnet wird.

3 Struktur des illustrierten mehrsprachigen µ-Wortschatzes

Der Wortschatz ist ein kontrolliertes und flexibles Vokabular von Begriffen, die durch semantische und generische Beziehungen verbunden sind, die sich auf einen bestimmten Wissensbereich [7] beziehen. Ein Wortschatz kann allgemein oder auf verschiedene Wissensbereiche fachgebunden sein. Fachgebundene Wortschätze werden µ-Wortschätze genannt und können in allgemeine Wortschätze, sogenannte Makro-Wortschätze, eingeschlossen werden.

Wenn die Indexierungssprache einen Wortschatz verwendet, ist der Indexierungsbegriff ein Deskriptor. Der Indizierungsbegriff drückt den Begriff in der Substantiv-Form mit oder ohne Determinanten aus. Für zusammengesetzte Begriffe kann der Indizierungsbegriff morphologisch in einzelne Komponenten zerlegt werden. Diese werden durch Substantive ausgedrückt, die unabhängig voneinander als Deskriptoren dienen können. Als Beispiel für die kontrollierte Indexierung werden folgende Elemente als Abkürzungen verwendet, die zurzeit in der Datenbank in rumänischer Sprache angezeigt sind, [2]:

1. DES - Deskriptor: ist ein Begriff oder eine Gruppe von Begriffen, die für eine kontrollierte intellektuelle Indexierung mit Indexierungssprache verwendet werden;
2. NE – Erläuterung („notă explicativă“ in rumänischer Sprache): ist eine assoziierte Erläuterung des Deskriptors, um seine Bedeutung innerhalb einer Indizierungssprache anzugeben;
3. VG - Generische Überschrift („vedetă generică“): ist ein allgemeiner Begriff, der den Deskriptor unterordnet;
4. UP - Non-Deskriptor (Synonym): entspricht einem Synonym für den Deskriptor;
5. TG - Oberbegriff („termen generic“): ist ein Begriff, der eine Gruppe von Begriffen beschreibt, wobei er der generischen Überschrift hierarchisch untergeordnet bleibt;
6. TA - Assoziierter Begriff („termen asociat“): ist ein Begriff, der mehrere gemeinsame Eigenschaften von einigen Begriffen bezeichnet [6].

Ein mehrsprachiger µ-Wortschatz übernimmt folgende Schritte: die Auswahl der Indexierungsbegriffe, die Struktur der Indizierungssprache, die Festlegung der Deskriptoren und die Übersetzung des Wortschatzes. Zum

Aufbau des illustrierten mehrsprachigen µ-Wortschatzes gelten folgende Elemente: DES, NE, VG, TG, TA, UP (siehe oben), LE - Übersetzung des Begriffs in englischer Sprache; LG - Übersetzung des Begriffs in deutscher Sprache; LF - Übersetzung des Begriffs in Französisch und IM - das Bild oder die Formel des Deskriptors [2].

Die Elemente LE, LG, LF und IM sind nicht Standard-Indexierungsabkürzungen, sind aber in diesem illustrierten mehrsprachigen µ-Wortschatz wichtige Elemente zur mehrsprachigen und visuellen Kommunikation.

4 Illustrierte mehrsprachige µ-Wortschatz-Datenbank

Durch die Auswahl der Deskriptoren nach dem IFToMM Dictionary [8, 9] wurde die Struktur des illustrierten mehrsprachigen µ-Wortschatz-Datenbank eingerichtet [2]. Die Struktur des getriebetechnischen µ -Wortschatzes enthält neun Elemente mit entsprechenden Feldern (s. Bild 1). Die Namen der Felder stimmen mit den Abkürzungen der Elemente überein.

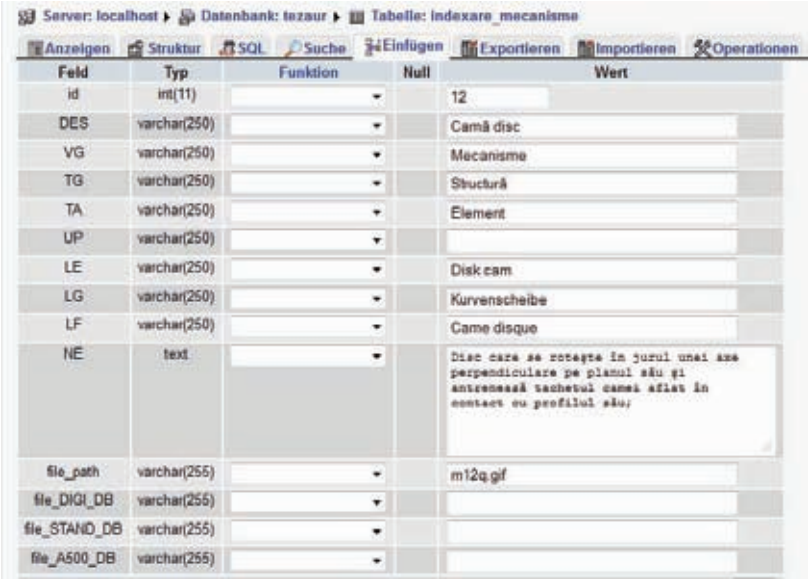


Bild 1: Struktur der µ –Wortschatz-Datenbank

Dazu wurde auch die Zeichnung oder das Bild hinzugefügt, wenn dies für den Indizierungsbegriff (Deskriptor) vorliegt. Zusätzlich zu den neun Bereichen zugeordnet, wurden folgende Felder definiert:

- id – eindeutige Identifikationsnummer (numerisches Feld);
- file_path - Feld für Design (wenn nötig);
- file_DIGI_DB - Bereich für den Anschluss an digitalisierte Informationen;
- file_STAND_DB - Feld für den Link, um das gescannte Bild hochzuladen;
- file_A500_DB - Feld für die Verbindung zur Datenbank der Zentralbibliothek der UPT (Universitatea "Politehnica" din Timişoara).

Die Anwendung ist in XAMPP programmiert, wobei die Initialen folgendes ausdrücken: X (bezieht sich auf die große Anzahl von Betriebssystemen, die Unterstützung bieten), A (Apache), M (MySQL), P (PHP) und P (Perl). Die Struktur der Wortschatz-Datenbank mit allen Feldern und mit den notwendigen Informationen zu den einzelnen Indexierungsbegriffen ist in Bild 1 dargestellt.

Das Feld DES - Deskriptor enthält einen Begriff oder eine Gruppe von Begriffen, die zur Zeit in rumänischer Sprache indexiert werden. Beispiele für Deskriptoren sind “camă”=”Kurvenscheibe”, “accelerație unghiulară”= ”Winkelbeschleunigung”, “mecanism cicloidal”=”Umlaufgetriebe”, forță axială”=”Axialkraft”, u.a. All diese Begriffe werden als spezifische Begriffe im Getriebetechnikbereich verwendet und sind im IFToMM Wörterbuch enthalten [8, 9].

Das Feld VG - Generische Überschrift aus dem getriebetechnischen µ-Wortschatz besitzt drei allgemeine Begriffe: Maschine/Gerät, Getriebe/ Mechanismus oder Technik, welche alle spezifischen getriebetechnischen Begriffe unterordnet.

Als hierarchisch übergeordneter Begriff des Deskriptors, TG – Oberbegriff, stehen die spezifischen Kapitel der Getriebetechnik: Struktur, Kinematik, Synthese, Kinetostatik und Dynamik. Dieses Feld kann einen oder mehrere Oberbegriffe besitzen. Als Beispiel für den Deskriptor “Kurvengetriebe” können alle Oberbegriffe verwendet werden, wobei für den Deskriptor “Getriebefreiheitsgrad” nur der Oberbegriff „Struktur“ verwendet werden kann.

Der assoziierte Begriff TA vereinigt die Begriffe mit mehreren gemeinsamen Eigenschaften. Beispielsweise findet man unter dem Begriff “Glied” die Deskriptoren “Kurvenscheibe”, “Schwinge”, “Außenstirnzahnrad”, u.a. .

Wenn der Deskriptor ein Synonym „Non-Deskriptor“ besitzt, wird dies im Feld UP angegeben.

Die Felder LE, LG und LF enthalten die Übersetzung des betrachteten Deskriptors in englischer, deutscher und französischer Sprache.

Für jeden Begriff aus dem µ-Wortschatz gibt es eine Definition oder Erläuterungen, die im Feld NE – Erläuterungen enthalten sind.

Wenn dem getriebetechnischen Begriff ein spezifisches Bild oder Schema zugeordnet ist, wird dieses aus dem Feld “file_path” als Bild in *.gif Format hochgeladen. Die Schnittstelle der illustrierten mehrsprachigen µ-Wortschatz-Datenbank ist im Bild 2 dargestellt.

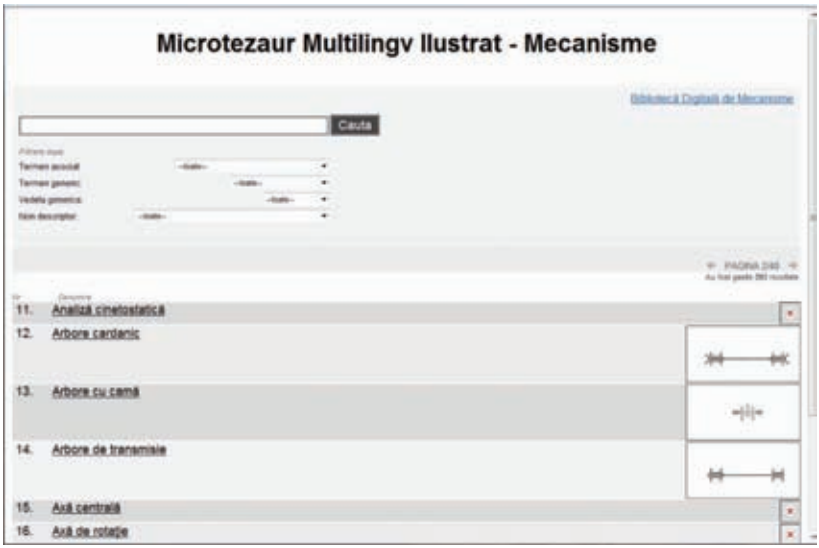


Bild 2: Schnittstelle der illustrierten mehrsprachigen µ-Wortschatz-Datenbank

5 Digitale getriebetechnische Mini-Bibliothek

Die Verwendung der getriebetechnischen illustrierten mehrsprachigen µ-Wortschatz-Datenbank erlaubt ein kontrolliertes Suchverfahren in einer digitalen getriebetechnischen Bibliothek, schnellen Abruf von gewünschten Informationen, einheitliche Indexierung im Bereich von Getriebetechnik, Überwindung der Sprachbarrieren, visuelle Erkennung von gesuchten Begriffen und einen Fernzugang zu internationalen digitalen Bibliotheken.

Um die Anwendung der getriebetechnischen illustrierten mehrsprachigen µ-Wortschatz-Datenbank zu erläutern bzw. das kontrollierte Suchverfahren zu begründen, wurde eine digitale Mini-Bibliothek entwickelt. Die Mini-Bibliothek besitzt zurzeit 10 Veröffentlichungen im Bereich der Getriebetechnik von Lehrkräften der Universitatea "Politehnica" aus Timişoara.

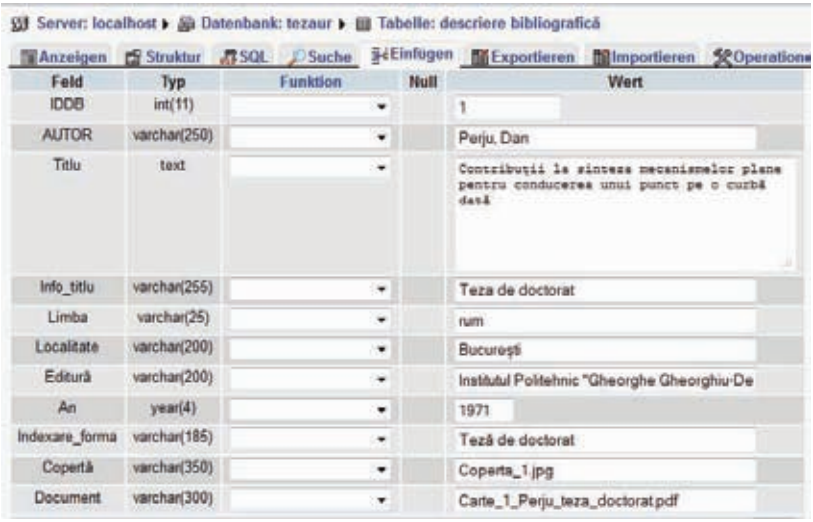


Bild 3: Struktur der getriebetechnischen Mini-Bibliothek-Datenbank

Im Bild 3 ist die Struktur der getriebetechnischen Mini-Bibliothek-Datenbank dargestellt. Es wurden 11 Felder für die bibliografische Beschreibung definiert:

1. IDDB – gibt eindeutige Identifikationsnummer für die einzelne Veröffentlichung (bibliografischen Titel) an;

2. Autor ("autor") – enthält den Namen und Vornamen des Autors oder der Autoren;
3. Titel ("titlu") – gibt den Titel der Veröffentlichung an;
4. Info-Titel ("info_titlu") – enthält Informationen über den Untertitel der Veröffentlichung;
5. Sprache ("limba") –gibt die Sprache an, in der die Veröffentlichung verfasst wurde;
6. Ort ("localitate") – nennt den Ort des Verlages;
7. Verlag (“editură”) – enthält den Namen des Verlages;
8. Jahr (“an") – legt das Erscheinungsjahr der Veröffentlichung fest;
9. Indexierungsform – enthält Informationen über die Indexierungsform wie: Vorlesungsskript, Fachbuch, Laborheft, Patent, Dissertation, Bericht, u.a.;
10. Abdeckungsblatt “copertă“ – das Feld für den Link, um das gescannte Deckblatt der Veröffentlichung hochzuladen;
11. Dokument (“Document“) – ist das Feld für den Link zur digitalen online-Veröffentlichung.

Die Schnittstelle der getriebetechnischen Mini-Bibliothek ist im Bild 4 dargestellt.



Bild 4: Schnittstelle der getriebetechnischen Mini-Bibliothek

Die Verbindung zwischen den beiden Datenbanken besteht darin, dass der getriebetechnische illustrierte mehrsprachige µ-Wortschatz und die getriebetechnische Mini-Bibliothek mit Hilfe der Verknüpfungsdatenbank erstellt werden. Diese Datenbank verknüpft die Deskriptoren mit den Veröffentlichungen, gemäß der Erscheinung des jeweiligen Deskriptors in den einzelnen Veröffentlichungen. Die Verknüpfungsdatenbank enthält 3 numerische Felder:

1. id - eindeutige Identifikationsnummer;
2. IDDB - eindeutige Identifikationsnummer der Veröffentlichung in der getriebetechnischen Mini-Datenbank;
3. id_tesaur - eindeutige Identifikationsnummer des Deskriptors im getriebetechnischen illustrierten mehrsprachigen µ-Wortschatz.

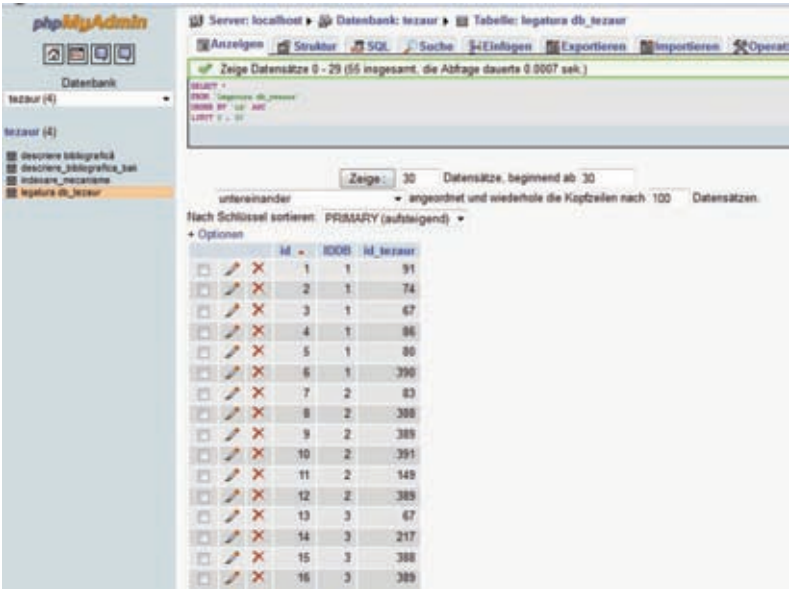


Bild 5: Struktur der Verknüpfungsdatenbank

Durch die Verknüpfung der Identifikationsnummern der zwei Datenbanken als numerische Codewerte wird das kontrolierte Suchverfahren nach den definierten Deskriptoren aus dem µ-Wortschatz ermöglicht. Dieses Suchverfahren ist von der Sprache unabhängig.

6 Anwendungsbeispiel der digitalen getriebetechnischen Mini-Bibliothek

Wenn beispielsweise der Begriff “Kurvenscheibe” gesucht wird, tippt man im Suchfeld das entsprechende Wort ein. Das Ergebnis ist in Bild 6 zu sehen, wobei es mehrere Deskriptoren gibt, die den Begriff „Kurvenscheibe“ enthalten. Im Beispiel folgen 5 Suchergebnisse: “camă sferică” = “sphärische Kurvenscheibe”, “camă cilindrică” = “Zylinderkurvenscheibe”, “camă de translație” = “Schubkurvenscheibe”, “camă disc” = “Kurvenscheibe”, “camă plană” = “ebene Kurvenscheibe”, u.a. .

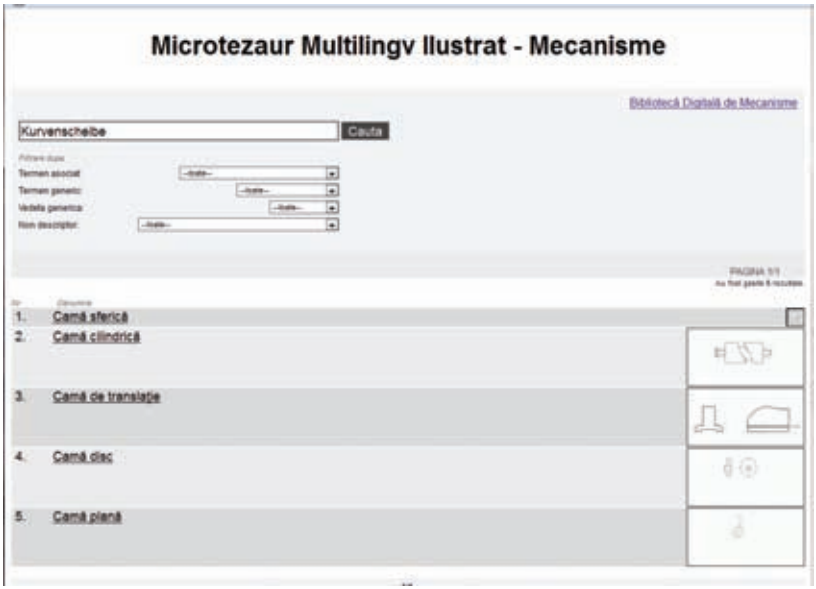


Bild 6: Schnittstelle des getriebetechnischen illustrierten mehrsprachigen µ-Wortschatzes für den Suchbegriff „Kurvenscheibe“

Jeder resultierende Deskriptor wird auf der rechten Seite von einem zugehörigen Sinnbild (s. Bild 6) begleitet. Der Anwender kann einen Deskriptor, der den Begriff „Kurvenscheibe“ enthält, auswählen. Als Beispiel wird der Deskriptor “Zylinderkurvenscheibe” gewählt. Das Ergebnis ist ein neues Fenster (s. Bild 7), das dem gewählten Deskriptor “Zylinderkurvenscheibe” unterliegt.

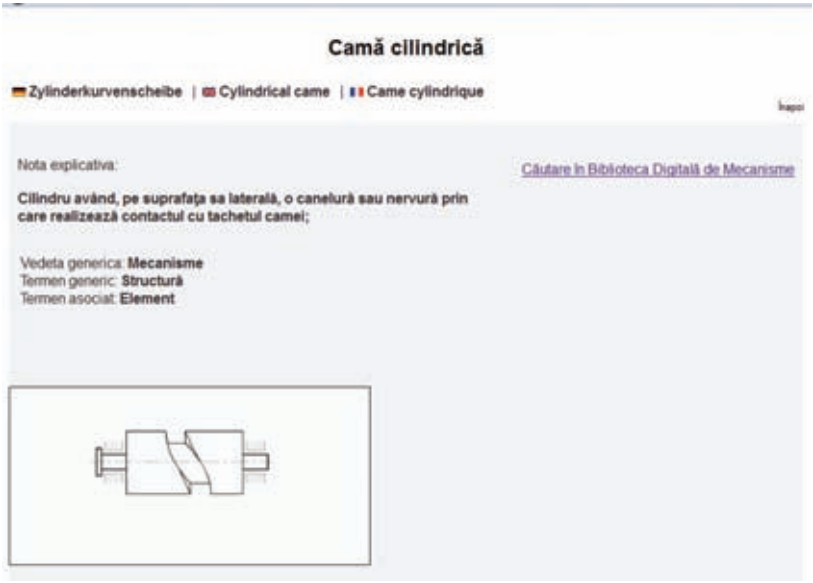


Bild 7: Assoziiertes Fenster für die Suchbegriff „Zylinderkurvenscheibe“

Das assoziierte Fenster für den Deskriptor “Zylinderkurvenscheibe” gibt alle Indexierungsinformationen über den Begriff aus der Datenbank an. Die Indexierungsinformationen sind zurzeit nur in rumänischer Sprache und haben folgende Struktur in der µ-Wortschatz Datenbank:

DES: Camă cilindrică
NE: Cilindru având, pe suprafaţa sa laterală, o canelură sau nervură prin care realizează contactul cu tachetul camei
VG: Mecanisme
TG: Structură
TA: Element
UP:
LE: Cylindrical cam
LG: Zylinderkurvenscheibe
LF: Came cylindrique
File_Path: C:/thesaur/cama_cilindrica.gif .

Der gesuchte Begriff/Deskriptor aus dem getriebetechnischen illustrierten mehrsprachigen µ-Wortschatz kann weiter in der Mini-Bibliothek als koordinierter Suchbegriff (s. Bild 8) gelten. Als Ergebnis liegt eine Veröffentlichung mit dem Titel „Getriebelehre II“ vor.



Bild 8: Suchergebnis in der Mini-Bibliothek nach dem Begriff „Zylinderkurvenscheibe“

Die Mini-Bibliothek erlaubt neben der Suche nach eine festgelegten Begriff auch ein einfaches Suchverfahren nach Autor, Verlag oder Erscheinungsjahr bzw. ein fortgeschrittenes Suchverfahren nach der Indexierungsart der Veröffentlichung (Vorlesungsskript, Fachbuch, Laborheft, Patent, Bericht, Dissertation, u.a.) und dem Oberbegriff.

7 Schlussfolgerungen

Die mehrsprachige illustrierte µ-Wortschatz-Datenbank im Bereich der Getriebelehre ist an alle Arten von Nutzern gerichtet:

- spezialisierten Bibliothekar-Indexator, der die Datenbank als Mittel für eine koordinierte, gezielte und eindeutige Indexierung nutzt;
- in Getriebetechnik spezialisierte Forscher und Wissenschaftler, die mittels der µ-Wortschatz-Datenbank Übersetzungen von Begriffen in verschiedenen Sprachen (Englisch, Deutsch und Französisch) finden können;
- Studenten, die diese µ–Wortschatz-Datenbank online abrufen können und somit mit den wesentlichen Begriffen der Getriebelehre vertraut werden.

Die Anwendung der µ-Wortschatz-Datenbank für die Indexierung von Dokumenten, die sich auf Getriebelehre beziehen, ermöglicht eine Verbindung zwischen der Indexierungssprache und der Suchsprache des Nutzers, wobei man Quellen im Bereich der Getriebelehre abrufen möchte.

Die Übersetzung der 385 Deskriptoren der getriebetechnischen µ – Wortschatz-Datenbank ins Englische, Deutsche bzw. Französische führt zum Überschreiten der sprachlichen Barrieren.

Die den Deskriptoren beiliegenden Bilder oder Figuren haben ebenfalls eine wichtige Rolle. Diese erleichtern es den Nutzern intuitiv und schnell an nötige Informationen zu gelangen.

Bei der koordinierten Indexierung in Suchverfahren kann der Nutzer schneller an die gewünschte Information gelangen als im Falle der freien Indexierung.

Diese mehrsprachige illustrierte µ–Wortschatz-Datenbank wird im Rahmen des Europäischen Projektes thinkMOTION [10] verwendet, um den Abruf der Digital Mechanism and Gear Library [11] zu sichern.

Literatur

[1] Library of Congress Subject Headings, 22nd edition, Washigton, D.C., Library of Congress, Cataloging Distribution Service, 1999.

[2] Lovasz, E.C., Perju, D., Corves, B., Brix, T., Maniu, I., Modler, K.-H., Lovasz, A., Ciupe, V.: Multilingual illustrated µ-thesaurus of "mechanism" indexing terms, 13th IFToMM World Congress, Guanajuato, México, 19-25 June, 2011, A27_404.

[3] http://www.collectionscanada.gc.ca/csh/index-e.html

[4] Rameau: Répertoire d'Autorité-Matière Encyclopédique et Alphabétique Unifié, Montpellier, ABES, 1995.

[5] http://guiderameau.bnf.fr/html/rameau_0098.html

[6] http://www.nlm.nih.gov/mesh/

[7] STAS 12598-87. Metode de analiză a documentelor, de determinare a conținutului lor şi de selectare a termenilor de indexare, Bucureşti, Institutul Român de Standardizare, 1987.

[8] http://130.15.85.212/terminology/TerminologyWeb/index.html.

[9] Terminology for the mechanism and machine science. Mechanism and Machine Theory, vol. 38 (2003), p. 597-605.

[10] http://www.thinkmotion.org

[11] http://www.dmg-lib.org

thinkMOTION - Europeanas Tor in die Welt der Getriebe

Torsten Brix, Ulf Döring, Rike Brecht, Michael Reeßing
Technische Universität Ilmenau
e-mail: torsten.brix@tu-ilmenau.de

Erwin Lovasz
Polytechnische Universität Timisoara, Rumänien

Kurzfassung

Ende 2010 startete das EU-Projekt *think*MOTION, dessen Hauptziel die internetbasierte Bereitstellung von Informationen aus dem Wissensgebiet der Bewegungstechnik für ein breites Nutzerspektrum ist. Das im Rahmen des Projektes europaweit zusammenzutragende Material reicht von vergessenen, historisch bedeutsamen Schätzen bis hin zu den aktuellsten Forschungsergebnissen. Dabei werden die unterschiedlichsten Informationsquellen, wie Bücher, Patentschriften, Artikel, Zeichnungen, gegenständliche Modelle etc., digitalisiert, mit Metadaten ergänzt und in Form von Textdokumenten, Fotos, Videos, interaktiven Animationen oder formalisierten Beschreibungen von getriebetechnischen Lösungen im Internet bereitgestellt. Vom technischen Blickwinkel her basieren die Arbeiten im *think*MOTION-Projekt auf den Ergebnissen der mittlerweile als Onlinebibliothek etablierten Digitalen Mechanismen- und Getriebebibliothek (DMG-Lib.org), die mit finanzieller Unterstützung der Deutschen Forschungsgemeinschaft aufgebaut wurde. Der DMG-Lib-Arbeitsablauf und die auch die DMG-Lib-Werkzeuge wurden an die Erfordernisse eines verteilten Arbeitens auf europäischer Ebene angepasst. Die durch *think*MOTION entstehenden Inhalte werden auf der DMG-Lib-Plattform gesammelt und auf unterschiedliche Weise präsentiert. Wichtig dabei ist, dass die DMG-Lib-Inhalte auch über die Onlinebibliothek *Europeana* zugänglich sind, die schon jetzt als das zentrale europäische Metaportal Millionen von digitalisierten Objekten umfasst. Neben einer Kurzvorstellung des *think*MOTION-Projektes konzentrieren sich die folgenden Ausführungen auf wesentliche Aspekte des verwendeten Arbeitsablaufs, der Rechteklärung und der Problematik der Mehrsprachigkeit.

1 Einleitung

Ein einfacher und umfassender Zugang zu Informationen, die das aktuelle Wissen, die Erfahrung und auch die technischen Fähigkeiten auf dem Gebiet der Bewegungstechnik widerspiegeln, ist derzeitig immer noch nicht gegeben. Dies liegt insbesondere daran, dass viele Informationsquellen, wie Bücher, Zeichnungen oder gegenständliche Modelle, örtlich weit verstreut sind, oftmals je nach Quelltyp nur als *libri rari* oder Einzelstück existieren und zudem nicht in digitaler Form vorliegen. Deshalb ist eine Digitalisierung, Aufbereitung und Zusammenführung der sehr heterogen vorliegenden Informationsquellen (Bild 1) sowie der freie Zugang zu diesen über eine Online-Plattform notwendig, um die Arbeit von Wissenschaftlern, Dozenten, Ingenieuren, Historikern, Lektoren, Studenten, Schülern und interessierten Laien etc. zu erleichtern. Die technischen, organisatorischen und administrativen Herausforderungen liegen dabei nicht in der Digitalisierung und Onlinebereitstellung, sondern in der Lokalisierung, Beschaffung, Rechteklärung, Indexierung, Metadatenerfassung relevanter Informationsquellen in einem internationalen Umfeld sowie in der Umsetzung eines mehrsprachigen Zugangs über ein oder mehrere Online-Portale.



Bild 1: Heterogene Informationsquellen, die lokalisiert, beschafft, indexiert, rechtlich geklärt, digitalisiert, aufbereitet und mehrsprachig zugänglich gemacht werden müssen

1.1 Überblick über die Projekte DMG-Lib und thinkMOTION

Im Jahre 2004 startete das DMG-Lib-Projekt zur Sammlung, Digitalisierung und Online-Präsentation von Informationsquellen auf dem Gebiet der Getriebetechnik, dessen Ergebnisse über die Internetadresse *dmg-lib.org* frei zugänglich sind [2]. Die Deutsche Forschungsgemeinschaft unterstütze

diese Arbeiten, um auf dem genannten Wissensgebiet erstmalig ein DFG-Leistungszentrum für Forschungsinformation zu etablieren.

Das damalige Kernteam bestand aus Mitarbeitern der Technischen Universität Ilmenau, der RWTH Aachen und der Technischen Universität Dresden. Schon bald nach Projektbeginn wuchs allerdings die Projektgemeinschaft. Mitarbeiter aus anderen deutschen Institutionen sowie eine Reihe von Privatpersonen schlossen sich in den letzten Jahren dem Projekt an. Ab 2010 konnte der Kreis der Mitstreiter internationalisiert und die Arbeiten auf eine europäische Ebene gehoben werden. Dies gelang mit Hilfe des durch die Europäische Kommission geförderten Projektes *think*MOTION [9], an dem folgende, nicht deutsche Partner beteiligt sind:

- Baskische Universität Bilbao (Spanien),
- Polytechnische Universität Timisoara (Rumänien),
- French Institute of Advanced Mechanics, Clemont-Ferrand (Frankreich),
- Universität Cassino (Italien).

Daneben spielen die Gesellschaft zur Förderung der Digitalen Mechanismen und Getriebebibliothek e. V. (DMG-Lib e. V.) und die International Federation for the Promotion of Mechanism and Machine Science (IFToMM [7]) eine entscheidende Rolle im Projekt (s. Abschnitt 1.2). Die Suche nach weiteren internationalen Kooperationspartnern (andere Institutionen wie Bibliotheken, Museen, Forschungseinrichtungen oder private Personen etc.) gehört zu den laufenden Zielen des *think*MOTION-Konsortiums.

Mit der Arbeit auf europäischer Ebene ergeben sich neue Herausforderungen insbesondere in Bezug auf die Unterstützung der Mehrsprachigkeit, die Beachtung nationaler Besonderheiten (z. B. hinsichtlich der Rechteklärung) und die Koordinierung eines verteilten Arbeitens von mehr als 100 Personen. Diese Herausforderungen in Kombination mit der angestrebten, hohen Anzahl der bereitzustellenden DMG-Lib-Einträge begründen die gestiegenen Anforderungen an den Arbeitsfluss und an die verwendeten Werkzeuge im Vergleich zum DMG-Lib-Projekt. So standen im Jahre 2009 nur ca. 3000 Einträge in der Datenbank zur Verfügung. Am Ende des *think*MOTION-Projektes im Jahr 2013 sollen mehr als 60.000 Einträge in guter Qualität, rechtlich geklärt und unter Nutzung eines mehrsprachigen Zugangs online sein.

1.2 Die Rolle des DMG-Lib e. V. und der IFToMM

Eine Online-Veröffentlichung von digitalisierten Informationsquellen bedeutet immer auch, dass derjenige, der veröffentlicht, zumindest das sogenannte einfache Nutzungsrecht besitzt oder sicher ist, dass Gemeinfreiheit vorliegt. Zur Lösung dieser Aufgabe wurde die Gesellschaft zur Förderung der Digitalen Mechanismen und Getriebebibliothek (DMG-Lib e.V.) gegründet, die das einfachen Nutzungsrecht von den Rechteinhabern der einzelnen DMG-Lib-Einträge (Bücher, Artikel, Videos etc.) einholt, um die Informationsquellen über die Webseiten der DMG-Lib [1] zur Verfügung zu stellen. Die DMG-Lib-Webseiten werden zudem durch das Europeana-Portal [5] indexiert und referenziert (s. Bild 2).

Die DMG-Lib übernimmt damit die Rolle einer juristischen Person, die das für die Bereitstellung der Online-Inhalte erforderliche einfache Nutzungsrecht hat. Neue Vereinsmitglieder sind jederzeit willkommen, um die Idee eines freien Zugangs zu Wissenschaftsinformationen zu unterstützen.

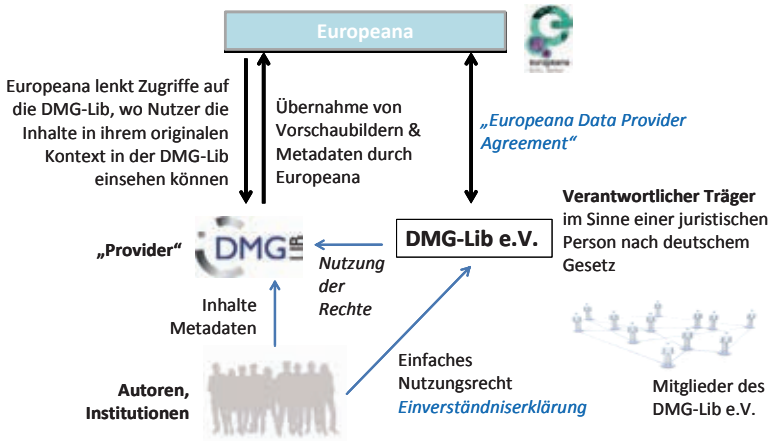


Bild 2: Rolle des DMG-Lib e. V. in *think*MOTION

Die *International Federation for the Promotion of Mechanism and Machine Science* (IFToMM) ist als Wissenschaftsorganisation ein wichtiger Partner in *think*MOTION, um Kontakte anzubahnen, Aktivitäten zu bündeln und die Idee des freien Zugangs zu Forschungsinformationen über die DMG-Lib zu

fördern. Darüber hinaus gibt es mit der IFToMM eine konkrete Vereinbarung, die die komplette Digitalisierung des IFToMM-Archivs, das in Udine (Italien) angesiedelt ist, durch *think*MOTION betrifft. Die Veröffentlichung des Archivs erfolgt auf der DMG-Lib-Plattform. Zudem gab das IFToMM *Executive Council* das einfache Nutzungsrecht für alle Beiträge der Weltkonferenzen an den DMG-Lib e. V., so dass diese in den nächsten Monaten über das DMG-Lib-Portal im Volltext abrufbar werden. Die *Permanent Commission on Standadization of Terminology* wird ab Mitte 2012 ihre Arbeitsplattform für die Weiterentwicklung des IFToMM-Wörterbuchs in der DMG-Lib finden.

2 Der Arbeitsablauf in *think*MOTION

Die im Rahmen von *think*Motion zu sammelnden Informationen sind nicht nur heterogen, sondern umfassen auch einen sehr breiten Zeitbereich, der von der Wiege der Bewegungstechnik, deren Beginn nicht näher spezifiziert werden kann, bis zum gegenwärtigen Stand der Technik reicht (Bild 3). Die Bedeutung alter Quellen wird falsch eingeschätzt, wenn sie nur auf ein „interessant für Technikhistoriker“ reduziert wird. Gerade alte Quellen stellen oftmals auch ein Fundus an beachtenswerten Ideen und Lösungen selbst für Konstrukteure in der Praxis dar, da trotz immer neuer Applikationen und den permanent fortschreitenden Entwicklungen auf den Gebieten der Werkstoff- und Fertigungstechnik bestimmte Eigenschaften von Bewegungssystemen erhalten bleiben und damit scheinbar überholte Lösungen bei geeigneter Aufbereitung durchaus als Ansatz zum Lösen gegenwärtiger Konstruktionsaufgaben dienen können.

Die Verschiedenartigkeit der vorhandenen Informationsquellen hat eine Auswirkung auf die Art ihres Zusammentragens. Normalerweise müssen alle Informationsquellen, die aus den 1980er und davor stammen, erst einmal digitalisiert werden, da digitale Versionen der Quellen nur sehr selten schon vorhanden sind. Mit Beginn der neunziger Jahre liegen vereinzelt schon Digitalisate der Quellen in unterschiedlichen Formaten vor.



Bild 3: *think*MOTION berücksichtigt Bewegungssysteme aus allen Epochen

Erst ab etwa 1995 werden Inhalte primär in digitalen Formaten generiert. Das bedeutet für den Arbeitsablauf in *think*MOTION, dass hier die Digitalisierung übersprungen werden kann - zumindest, wenn die digitalen Quellen noch verfügbar und importierbar sind. Allerdings müssen sich alle einer Konvertierung auf die derzeitig genutzten web-kompatiblen Derivate bezüglich Format und Größe unterziehen.

Bild 4 gibt einen vereinfachten Überblick über den Arbeitsablauf, der die verschiedenen Arbeitsschritte aufzeigt, um von den heterogenen Informationsquellen über die Zustände „Digitale Rohdaten“ und „Aufbereitete Daten“ zu „Angereicherte Daten“ zu kommen. Zudem ist die Rolle der Datenbank und des Portals innerhalb des Arbeitsflusses angedeutet.

Nach dem Lokalisieren und Bereitstellen von Informationsquellen erfolgt als erster Arbeitsschritt die Rechteklärung, die im Abschnitt 3.1 gesondert betrachtet wird. Danach erfolgt der Digitalisierungsschritt, wenn die Quellen in digitaler Form nicht beschaffbar sind. Bild 5 zeigt einige Digitalisierungseinrichtungen zur Modellaufnahme an der TU Ilmenau. Als Resultat liegen Rohdaten vor, die noch nicht für Webapplikationen geeignet sind. Die notwendige Nachbereitung (Beschneiden, OCR, Farbtiefe reduzieren, Auflösung verringern, Animationen erstellen etc.) sowie die Umwandlung in die erforderlichen web-konformen Formate erfolgt im Arbeitsschritt „Aufbereitung“, deren Ergebnisse für das DMG-Lib-Portal geeignet sind.

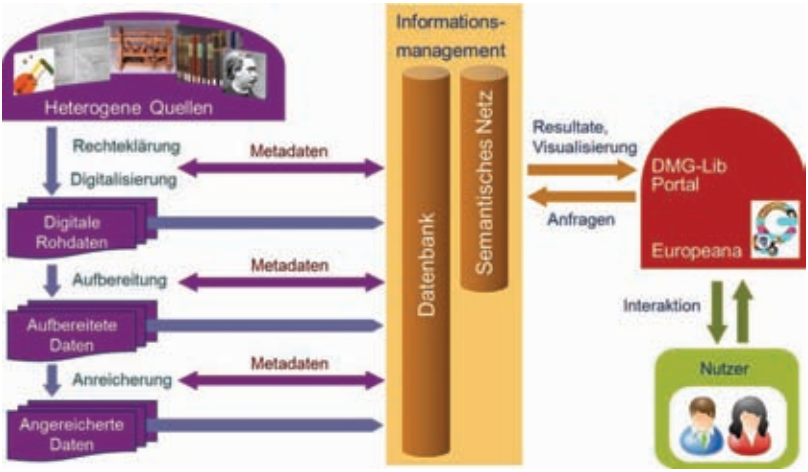


Bild 4: Überblick über den in *think*MOTION genutzten Arbeitsablauf

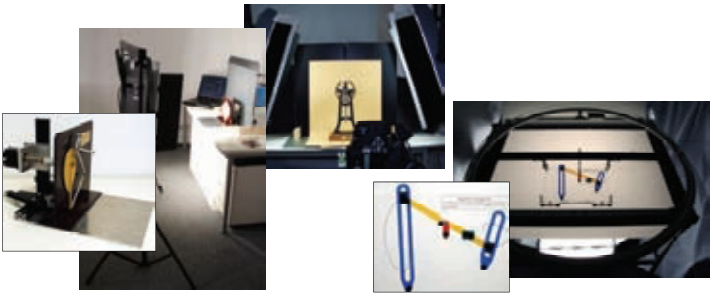


Bild 5: Digitalisierungseinrichtungen zur automatischen Aufnahme von Bildfolgen für unterschiedliche Lehrmodelltypen (TU Ilmenau)

Allerdings ist es manchmal wünschenswert, Quellen, die nicht ohne weiteres verständlich sind, durch weitere Informationen anschaulicher zu machen. Leider ist dieser Schritt der Anreicherung oftmals sehr zeitaufwendig und muss deshalb in der Regel übersprungen werden. Dennoch plant das *think*MOTION-Projektteam ausgewähltes Informationsmaterial anzureichern. Dies geschieht z. B. durch die Bereitstellung von Videos oder interaktiven

Animationen auf bestimmten Bildern von Bewegungssystemen, da dies aus unserer Erfahrung ein wichtiges Hilfsmittel darstellt, um die Verständlichkeit und Nachvollziehbarkeit im erheblichen Maße zu erhöhen und sich dadurch ein echter Mehrwert für die unterschiedlichen Nutzergruppen ergibt (Bild 6).

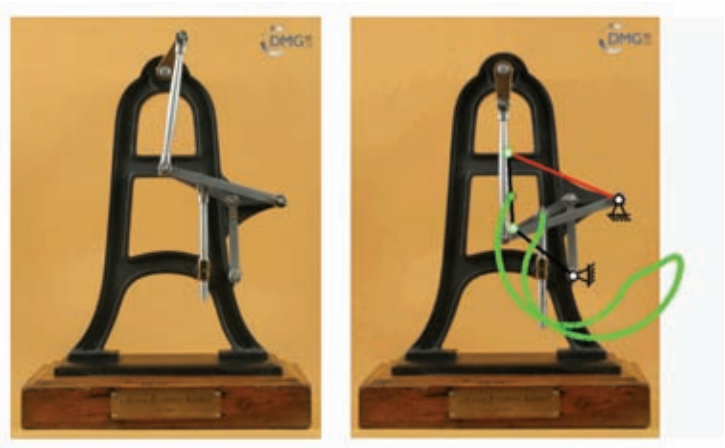


Bild 6: Beispiel für ein durch eine Animation angereichertes Bild eines Reuleaux-Models

Die Datenbank stellt das Herzstück des Informationsmanagements dar, die alle Digitalisate, Metadaten und weitere Informationen verwaltet. Im Rahmen des *think*MOTION-Projektes arbeiten alle Projektpartner an dieser Datenbank, wofür letztendlich nur ein Webbrowser und ein Login notwendig sind. Die Inhalte der DMG-Lib, die durch *think*MOTION auch über Europeana zugänglich gemacht werden sollen, lassen sich in vier Klassen unterteilen (Bild 7). Die größte Gruppe stellen mit Abstand die Digitalisate (Textdokumente, Bilder, Animationen, Videos) mit ihren Metadaten dar. Danach kommen die Lösungsbeschreibungen, die die wesentlichen Eigenschaften getriebetechnischer Umsetzungen nach einem vordefinierten Schema umfassen. Diese Arbeiten sind sehr zeitaufwändig und werden auf Grundlage von bildlichen Darstellungen in den Digitalisaten erarbeitet. Das Zusammentragen von Biografien und Personendaten lässt sich als dritte Klasse von Inhalten abgrenzen. Mit dem semantischen Netz als letzte Inhaltsklasse soll das *Information Retrieval* in Zukunft wesentlich effizienter werden. Derzeitig

gibt es schon mehr als 6.500 Begriffe in vier Sprachen, die mit ihren Relationen in Form einer *Topic Map* vorliegen.

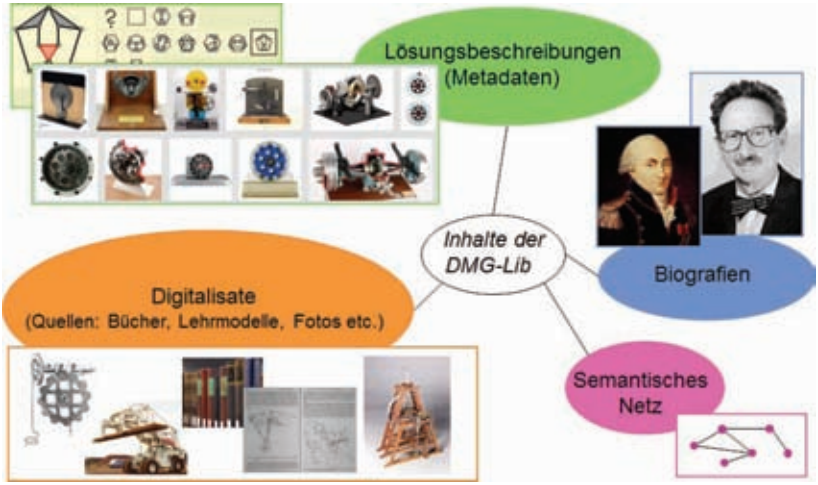


Bild 7: DMG-Lib-Inhalte

3 Spezielle Aspekte der Arbeit im Projekt

3.1 Rechteklärung

Wie bereits erwähnt ist die Rechteklärung eines der zentralen Themen, wenn es um Onlineveröffentlichungen geht. Deshalb muss dem Prozess der Klärung der Nutzungsrechte große Aufmerksamkeit geschenkt werden und gehört in *think*MOTION zu den wichtigsten und zeitaufwändigsten Arbeitsschritten. Der Arbeitsablauf basiert auf den umfangreichen Erfahrungen, die mit dem DMG-Lib-Projekt gemacht wurden, und kann wie folgt umrissen werden:

- Jeder Projektpartner identifiziert und kontaktiert Rechteinhaber und versucht eine möglichst umfassende Liste relevanter Informationsquellen, wie Buchpublikationen, Fotos, Zeichnungen, Manuskripte, Lehrmaterialien etc., zusammenzustellen.

- Die Verwendung von Musterbriefen für Anschreiben etc., die in mehreren Sprachen vorliegen, macht die Kontaktaufnahme mit den Rechteinhabern effektiver.
- Einverständniserklärungen, die der Rechteinhaber unterzeichnen muss, um die einfachen Nutzungsrechte an den DMG-Lib e. V. zu übertragen, werden als PDF-Datei in verschiedenen Sprachen unter Berücksichtigung juristischer Besonderheiten und in Abhängigkeit vom jeweiligen Anwendungsfall automatisch generiert.
- Die digitalen Dokumente, für die die Nutzungsrechte vorliegen, werden mit den entsprechenden Metadaten in der Datenbank abgelegt.
- Die Verwaltung des Briefwechsels mit den Rechteinhabern (einschließlich der Speicherung der digitalisierten unterzeichneten Briefe) und das Markieren rechtlich geklärter Dokumente, die jetzt für die weiteren Bearbeitungsschritte genutzt werden können, wird durch die Datenbank unterstützt.
- Über automatisch generierte Strichcodes werden die Listen mit den Informationsquellen und auch jeder einzelne Listeneintrag schnell identifiziert. Dies erhöht die Leistungsfähigkeit enorm und hilft, Fehler während der Listenverarbeitung zu vermeiden.

Die Einheitlichkeit der Textblöcke der erzeugten Einverständniserklärungen ermöglicht, dass sich zum einen verschiedene Wünsche der Rechteinhaber berücksichtigen lassen und zum anderen, dass diese Berücksichtigung automatisch erfolgen kann. Um die diesbezüglich korrekte Arbeitsweise der Webapplikation garantieren zu können, muss die Übersetzung der Textblöcke sehr sorgfältig erfolgen. Für eine bessere Vorstellung von dieser Arbeit zeigt Bild 8 einen Übersetzungsdialog.

3.2 Mehrsprachigkeit

Das Onlinebereitstellen der DMG-Lib-Inhalte auf internationaler Ebene, bedeutet auch, sich mit den unterschiedlichen Sprachen der Nutzer und der bereitgestellten Informationsquellen auseinanderzusetzen. Da gute Übersetzungen im Regelfall sehr teuer und zeitaufwändig sind, ist es unausweichlich, sich auf die wichtigsten Dinge zu konzentrieren. Für das Portal gibt es drei Bereiche, für die Übersetzungen vorgenommen werden:

1. Statische Texte, die in den Webseiten benutzt werden, z. B. Texte für Navigationselemente (Überschriften, Menüs, Knöpfe etc.) und Hilfetexte,
2. Titel/Bezeichnungen der gespeicherten Informationsquellen (Bücher, Artikel, Bilder, Videos etc.) und
3. Metadaten der Informationsquellen, wenn ihre Anzahl klein ist oder sie sich aus vordefinierten Begriffen und Textblöcken zusammensetzen lassen.

Auf diese Weise sollten Benutzer durchaus in der Lage sein, in einer ihnen verständlichen Sprache zu navigieren, um passende Inhalte in anderen Sprachen zu finden. Insbesondere bei der Suche nach nicht-textuellen Informationsquellen (z. B. Bildern, Animationen, Formeln, Diagrammen) wird die Zweckmäßigkeit für den Nutzer deutlich.

Aber auch die Textinhalte könnten auf der Grundlage einer groben automatischen Übersetzung (z. B. via Web-Übersetzungsdiensten) und die Verwendung von speziellen Wörterbüchern wie dem IFToMM-Wörterbuch [6] verstanden werden. So dass der Nutzer nur noch in Ausnahmefällen professionelle Fachübersetzer benötigt.

Übersetzungen innerhalb der Datenbank, die für das verteilte Arbeiten im internationalen Maßstab angepasst ist, werden sehr ähnlich wie die Übersetzungen des Portals behandelt. Speziell die Texte für die Metadaten und die Navigationselemente können wiederverwendet werden. In der Zukunft wird sogar der Arbeitsfluss zur Pflege des IFToMM-Wörterbuchs auf den Übersetzungstechnologien, wie sie in der DMG-Lib-Plattform umgesetzt sind, basieren [4].

Aus softwaretechnischer Sicht ist die Nutzung von Lucene als Java-basierte Suchmaschine [8] äußerst hilfreich, da u. a. die morphologischen Varianten von Wörtern in den Texten der verschiedenen Sprachen auf ihren gemeinsamen Wortstamm zurückgeführt werden können und bei der Volltextindexierung Wörter, die keine Relevanz besitzen (Stoppwörter), nicht beachtet werden.

Ein weiterer wichtiger Gesichtspunkt ist die wirksame und zuverlässige Unterstützung der interaktiven Eingaben beim Übersetzen. Hier ist unter den verschiedenen möglichen Wegen zum Eintragen von Übersetzungen (z. B.

listen-basierte Übersetzung usw.) die dialog-basierte Übersetzung, wie sie in Bild 8 gezeigt ist, zu bevorzugen. Im Editiermodus kann der Übersetzer den Dialog mit einem Klick auf einen bestimmten Text auf der Web-Seite öffnen.

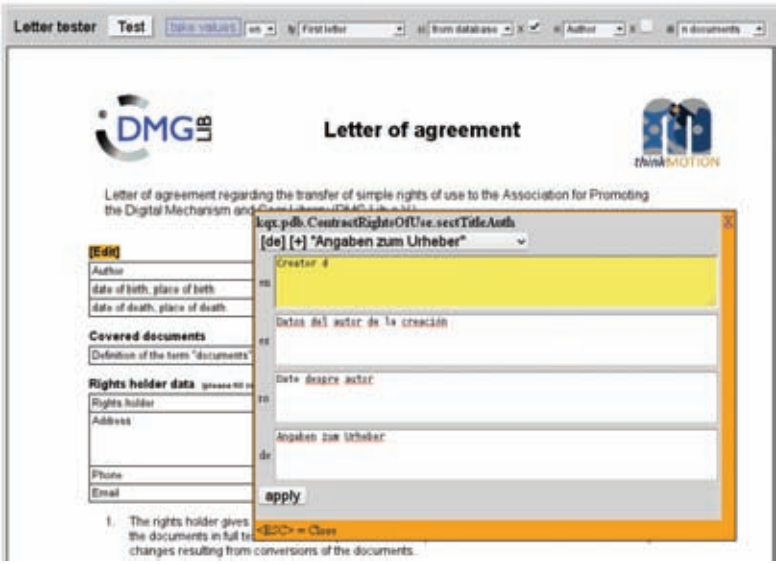


Bild 8: Bearbeiten eines leeren Textblockes für Englisch (gelb markierter Bereich) für die Einverständniserklärung

Dieses Vorgehen ist schnell und wichtig für die Zuverlässigkeit, da der Editierende den Kontext des Textes sehen kann. Kontextspezifische Informationen sind oftmals für die Korrektheit von Übersetzungen unabdingbar. Bild 8 zeigt auch die Möglichkeit, mehr als eine Sprache als Quelle für Übersetzungen zu betrachten. Das kommt guten Übersetzern entgegen, da diese in der Regel in mehr als einer Sprache zu Hause sind.

4 Erwartete Ergebnisse

Wie bereits erläutert sind die in der DMG-Lib gesammelten Informationsquellen sehr heterogen. Bild 9 zeigt die erwartete Anzahl der Einträge von Textdokumenten (Bücher, Artikel, Patente etc.), von Bildern und von anderen Informationsquellen, die im Jahre 2013 über das DMG-Lib-Portal und Europeana zugänglich sein sollen. Die Bilder 10 bis 12 geben einen detaillierteren Blick auf die drei in Bild 9 dargestellten Quelltypen.

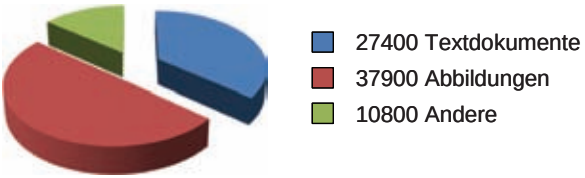


Bild 9: Überblick über die erwartete Anzahl der verfügbaren Informationsquellen gemäß der angegebenen Typen

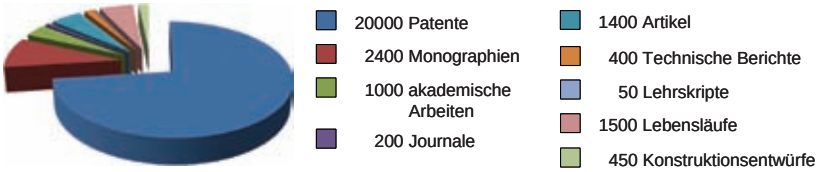


Bild 10: Erwartete Anzahl der verfügbaren Textdokumente gemäß der angegebenen Subtypen

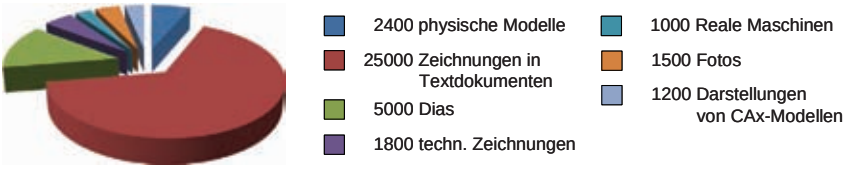


Bild 11: Erwartete Anzahl der verfügbaren Bilddokumente gemäß der angegebenen Subtypen

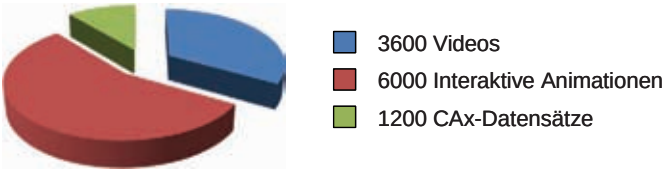


Bild 12: Erwartete Anzahl der verfügbaren sonstigen Informationsquellen gemäß der angegebenen Subtypen

5 Schlussfolgerung

Wie im Beitrag dargelegt, ermöglicht erst die Kombination aus qualifizierten Mitarbeitern, einem gut strukturierten Arbeitsablauf und optimierten Werkzeugen das Erreichen der ehrgeizigen Ziele von *think*MOTION, insbesondere die Bereitstellung von mindestens 60.000 Informationsquellen über das DMG-Lib-Portal und Europeana.

Erst durch die umfangreichen Vorarbeiten im DMG-Lib-Projekt war es überhaupt möglich einen Arbeitsablauf zu etablieren und neue Werkzeuge zu entwickeln, die ausgehend von sehr heterogene Quellen (Büchern, Zeichnungen, Fotos, gegenständlichen Modellen) die Rechteklärung, Beschaffung, Digitalisierung, Aufbereitung, Anreicherung, Qualitätssicherung und web-basierte Repräsentation effizient unterstützen.

Neue Möglichkeiten für den Nutzer ergeben sich aus der Implementierung eines mehrsprachigen DMG-Lib-Zugangs für das Stöbern und Suchen. Für

diejenigen, die Informationsquellen bereitstellen wollen, erlaubt die Nutzung der web-basierten, mehrsprachigen Datenbank ein verteiltes Arbeiten, das die größtmögliche Transparenz über den Projektfortschritt erlaubt. Jeder Bearbeitungsschritt an jedem Informationsobjekt ist jederzeit nachvollziehbar.

Das *think*MOTION-Team lädt alle Interessierte ein, die Idee eines freien Onlinezugangs zu Informationen aus Forschung und Lehre zu unterstützen. Helfen Sie uns beim Auffinden und Bereitstellen von interessanten Informationsquellen, die über die DMG-Lib und andere angeschlossene Internetportale wie *Europeana* (Bild 13) für jedermann zugänglich gemacht werden.



Bild 13: Ein wesentliches Ziel von *think*MOTION ist die Implementierung eines Zugangs zur DMG-Lib über das Europeana-Portal

Das Projekt *think*MOTION wird im Rahmen des Schwerpunkts *Information and Communication Technologies Policy Support Programme* (Area: CIP-ICT-PSP.2009.2.3 – Digital Libraries: European Digital Library Digitising content for Europeana, Projektnummer: 250485) gefördert.

Literatur

[1] Brecht R., Krömker H., Kühlewind A.: Multimedia E-Books for Digital Mechanism and Gear Library. International Journal of Human and Social Sciences 4:3 2009, 193-197 (2009). Verfügbar über die WASET-Adresse: http://www.waset.org/journals/ijhss/v4/v4-3-25.pdf

[2] Webseite der Digitalen Mechanismen- und Getriebebibliothek: http://www.dmg-lib.org

[3] Webseite des DMG-Lib e.V.: http://www.dmg-lib.org/foerdergesellschaft

[4] Döring U., Brix T., Corves B.: Suggestion for a More Productive Workflow and Infrastructure of the Permanent Commission on Standardization of Terminology. In: Proceedings of 23rd Working Meeting of the IFToMM Permanent Commission for Standardization of Terminology on MMS, Minsk/Gomel, Belarus, 21.-26. Juni 2010, 49-57 (2010). Verfügbar über die DMG-Lib-Adresse: http://www.dmg-lib.org/dmglib/handler?docum=10677009

[5] Webseite von Europeana: http://www.europeana.eu

[6] IFToMM dictionaries online, Version 2.3, April 2010. Verfügbar über die TU Delft: http://www.iftomm.3me.tudelft.nl

[7] IFToMM-Webseite: http://130.15.85.212

[8] Lucene-Webseite: http://lucene.apache.org

[9] *think*MOTION-Webseite: http://www.thinkmotion.eu

Pro-Kontra neuer Syntheseansätze

Dr.-Ing. **Uwe Hanke**; Prof. Dr.rer.nat.habil. Dr.h.c. **Karl-Heinz Modler**
TU Dresden / Institut für Festkörpermechanik, Dresden

Kurzfassung

Das klassische Vorgehen bei der Synthese ebener Führungsgetriebe geht auf die von Burmester ausgearbeiteten Grundlagen zurück. Diese beruhen auf der Zuordnung von Kreispunkten zu deren Mittelpunkt. Im getriebetechnischen Sinn bedeutet dies, das Auffinden der Gelenkpunkte eines Zwischengliedes, das den kinematischen Zusammenhang zwischen Führungsglied und Gestellglied herstellt [1, 2]. Diese Gliederkette bestehend aus drei, über zwei Dreh-/Schubgelenke, gekoppelten Gliedern bildet den grundlegenden Synthesebaustein beim Verfahren von Burmester. Das Festlegen der Gelenkpunkte birgt Schwierigkeiten bei der Bestimmung geeigneter Getriebe. Erst die nachgelagerte Analyse des ermittelten Getriebes und die Bestimmung der kinematischen Eigenschaften ermöglicht Aussagen über dessen Eignung. Die Synthese einer geeigneten Lösung ist daher meist ein iterativer Prozess aus Gelenkbestimmung (Maßsynthese) und Analyse (Eigenschaftsbestimmung).

Zur Verkürzung der iterativen Lösungsfindung wurde ein Verfahren ausgearbeitet, das die Eigenschaftsbestimmung voranstellt [3]. Konkret bedeutet dies, die Getriebeeigenschaften (Struktursynthese) vor der Bestimmung der Gelenkpunkte (Maßsynthese) festzulegen. Dadurch gelingt es in jedem Fall, kinematisch sinnvolle Lösungen anzugeben. Die Bestimmung der Gelenkpunkte vereinfacht sich wesentlich. Der Nachteil dieser Herangehensweise ist die Beschränkung zur Erfüllung exakter Lagenvorgaben auf maximal drei Lagen und der Verlust des direkten Einflusses auf die Lage der Gelenkpunkte.

Eine Kombination beider Verfahren ermöglicht die jeweiligen Probleme abzuschwächen und die Synthese ebener Getriebe zielgerichtet durchzuführen. Dadurch ist vor der Maßsynthese eine echte

Struktursynthese möglich. Zur nachvollziehbaren Darstellung der Synthesephilosophie soll dieses Verfahren anhand eines Beispiels kurz vorgestellt werden. Der Vorteil dieser Philosophie ist dessen universelle Anwendbarkeit. Diese bietet die Möglichkeit Führungsaufgaben zu lösen, die über den klassischen Ansatz hinaus zu gehen.

1 Einführung

Eine typische, getriebetechnische Aufgabenstellung ist die Lösung von Bewegungsaufgaben mit Hilfe von Getrieben. Dies ist auch in heutiger Zeit interessant. Durch geschickte Maschinengestaltung ist eine Reduktion der Antriebstechnik auf wenige Antriebe möglich. Das Fazit ist Energieeffizienz, geringerer Steuerungsaufwand und dadurch kürzere Einrichtzeiten. Diesbezüglich haben Führungsgetriebe neben dem Robotereinsatz nach wie vor ihre Daseinsberechtigung. Die Ermittlung der kinematischen Abmessungen ist unter dem Begriff Getriebesynthese zusammengefasst. Diese beschäftigt sich vor allem mit der Festlegung der Getriebestruktur (Struktursynthese) und der Festlegung der Getriebeabmessungen (Maßsynthese). Die theoretische Grundlage geht auf die Arbeiten von Burmester zurück [1].

Der von Burmester gezeichnete Lösungsansatz beschränkt sich auf Dreh- oder Schubgelenke, die in Abhängigkeit der Kopplung als Mittel- und Kreispunkte aufgefasst werden können. Das Ergebnis der Synthese bildet ein Führungsgetriebe, das durch eine Analyse auf dessen Eignung zu prüfen ist. Darin liegt auch das Problem des Syntheseansatzes. Dieses Verfahren führt zu geeigneten, wie auch ungeeigneten Lösungen. Geeignete Lösungen entstehen meist erst nach einigen Iterationsschritten.

Ein Ansatz zur Umgehung des Problems beruht darauf, die Analyse an den Anfang der Synthese zu stellen [3]. Dies führt in jedem Fall zu Lösungen, die immer den kinematischen Anforderungen entsprechen. Der Einfluss auf die Lage der Gelenkpunkte geht verloren. Dies ist das Hauptproblem des Syntheseansatzes. Die Iteration verlagert sich auf die Bestimmung konstruktiv geeigneter Lösungen.

Der Vergleich dieser Ansätze zeigt gegenläufige Tendenzen. Mit direktem Einfluss auf die Gelenkkoordinaten geht der Einfluss auf die kinematischen Eigenschaften verloren. In analoger Weise ist bei direktem Einfluss auf die

kinematischen Eigenschaften kein Einfluss auf die Lage der Gelenkpunkte möglich. Dies ist die Motivation zur Erarbeitung eines Syntheseansatzes, der die Lösungskategorien von Burmester und Lin kombiniert. Dieser Ansatz basiert auf der Idee, die Analyse nicht an den Anfang oder das Ende zu stellen, sondern zwischen die Syntheseschritte. Konkret heißt das, die Synthese mit der Bestimmung von Gelenkpunkten zu beginnen, mit dem Ziel eine offene Gelenkkette zu erstellen. Diese bildet die Grundlage für die Analyse und damit die Bestimmung der notwendigen kinematischen Eigenschaften, die das Auswahlgetriebe erfüllen muss. Dadurch ist es möglich, gezielt ein Getriebe auszuwählen und eine Maßsynthese nach dem Vorbild der Synthese mit Auswahlgetriebe durchzuführen.

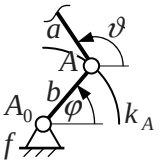
Die drei vorgestellten Verfahren sollen durch eine Gegenüberstellung objektiv bewertet werden. Dies ist nur dann möglich, wenn kurz auf den Ablauf und die Besonderheiten des Verfahrens eingegangen wird.

2 Syntheseverfahren

2.1 Synthese durch Bestimmung von Kreis- und Mittelpunkten

Der Syntheseansatz von Burmester basiert auf dem in Bild 1 angegebenen Grundbaustein mit einem bewegten Gelenk A und einem Gestellgelenk A_0. Für alle Stellungen der Gelenkkette A_0A gilt, dass das bewegte Gelenk A als Kreispunkt auf einem Kreis k_A mit dem Mittelpunkt A_0 (gestellfestes Gelenk) liegt. Die Synthese ist demnach die Suche nach Kreispunkten A_i auf dem Führungsglied a, mit einem gemeinsamen Mittelpunkt A_0. Beispielsweise ergeben 3 Lagen (i = 3) drei Kreispunkte, denen sich direkt ein Kreismittelpunkt A_0 zuordnen lässt.

a)



b)

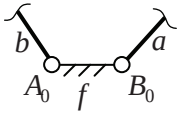
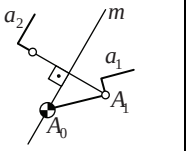
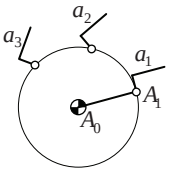
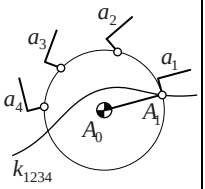
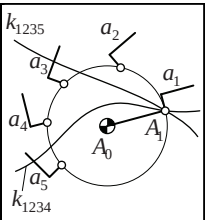


Bild 1: Synthesebaustein

a) Führungsgetriebe b) Übertragungsgetriebe

In Abhängigkeit der Anzahl vorgegebener Lagen (*i*) sinkt die Freiheit bei der Wahl der Gelenkpunkte (s. Tabelle1).

Tabelle 1: Wahl der Gelenkpunkte in Abhängigkeit von den Lagenvorgaben

			
3 freie Parameter	2 freie Parameter	1 freier Parameter	fixe Lösungsmenge
A_1 und A_0 auf m	A_1	A_1 auf k_{1234}	$A_1 = k_{1234}$ k_{1235} {0, 2, 4}

Auf Basis der Gelenkermittlung ist der Syntheseablauf ausgehend von der Aufgabenstellung in zwei Phasen gegliedert: Die Maßsynthese und die Analyse (s. Bild 2). Der Begriff Maßsynthese benennt die Ermittlung der Gelenkpunkte und damit die Bestimmung des in Bild 1 dargestellten Synthesebausteins. Diese Maßsynthese zweimal angewendet, führt in der Regel zu einem viergliedrigen Getriebe, das im zweiten Schritt durch eine Analyse auf dessen Verwendbarkeit zu prüfen ist.

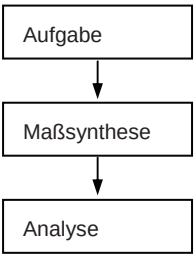


Bild 2: Syntheseablauf Burmester

Erst die Analyse visualisiert die Getriebeeigenschaften. Fällt diese Analyse negativ aus, ist durch eine Veränderung der Gelenkpunkte das Getriebe zu verändern und neu zu analysieren. Dabei erfolgt in der Regel die Iteration

allein durch die Veränderung geometrischer Größen, die sich indirekt auf die Getriebeeigenschaften auswirkt.

Soweit sich die Getriebeeigenschaften auch geometrisch interpretieren lassen, ist die Einstellung der Getriebeeigenschaften auch teilweise direkt möglich. Dies erfordert Spezialkenntnisse der Getriebetechnik.

Die iterative Lösungssuche stellt das Hauptproblem dieser Synthesestrategie dar und gleichzeitig die Motivation für die Erarbeitung anderer Synthesestrategien.

2.2 Synthese mit Auswahlgetriebe

Die Synthese mit Vorgabe von Gelenkpunkten führt zu einer iterativen Lösungsfindung. Das Hauptproblem ist die nachgeschaltete Getriebeanalyse. Eine Vermeidung dieser Probleme ist möglich, wenn die Analyse am Anfang der Synthese steht [3] (Bild 3).

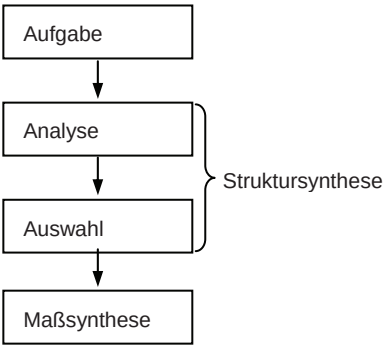
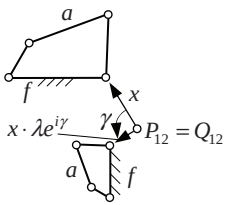
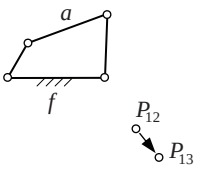
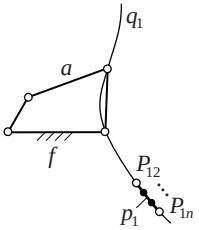


Bild 3: Syntheseablauf „Synthese mit Auswahlgetriebe“

Diese Grundidee ist erst dann realisierbar, wenn eine Unterscheidung zwischen den Positionsparametern (x, y) und dem Lagenwinkel (β) der Lagenvorgaben erfolgt. Dabei zeigt sich, dass der wesentliche Einfluss auf die Getriebefunktion und dessen kinematische Eigenschaften vorrangig vom Winkel des Führungsgliedes bestimmt werden. Dies ist insofern interessant, dass dadurch schon vor der eigentlichen Maßsynthese, Aussagen über die Eignung eines Getriebes möglich sind. Die Getriebeauswahl kann damit

anhand der gewünschten Struktur und dessen kinematischer Eigenschaften (Winkel des Führungsgliedes) erfolgen.

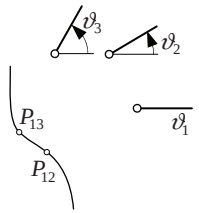
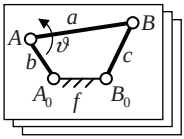
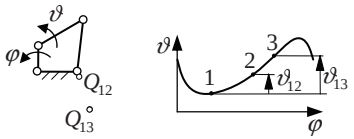
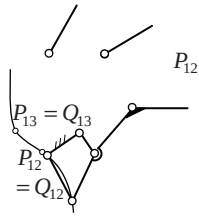
Tabelle 2: Maßsynthese Abhängigkeit von der Lagenvorgaben

2 Lagen	3 Lagen	>3 Lagen
		
2 freie Parameter (λ, γ)	-	-
P_{12}=Q_{12}	P_{12}=Q_{12}; P_{13}= Q_{13}	$q_1 \approx p_1$

Die Maßsynthese und damit die Festlegung der Getriebeabmessungen erfolgt durch eine Ähnlichkeitstransformation. Diese orientiert sich an der Ähnlichkeit zwischen dem Polsystem der Aufgabenstellung und dem Polsystem des gewählten Getriebes. Die Transformation bestimmt gleichzeitig die Grenzen des Verfahrens (s. Tabelle 2). Bei zwei Lagen reduziert sich das Polsystem auf einen Punkt P_{12}. In diesem Fall ist die Ähnlichkeitstransformation in jedem Fall gegeben. Es ergeben sich daraus zusätzliche Freiheiten (λ, γ). Diese ermöglichen die Lage und Größe des Getriebes zu manipulieren. Für drei Lagen reduziert sich das Polsystem auf zwei Pole (P_{12}, P_{13}). In diesem Fall ist die Transformation eindeutig bestimmt. Für mehr als drei Lagen ist diese Transformation nicht mehr eindeutig, sondern von der Ähnlichkeit der Polsysteme p_1 und q_1 abhängig. In diesem Fall existieren nur dann sinnvolle Lösungen, wenn sich die Polortkurven p_1 und q_1 ähneln. Exakte Lösungen sind in diesem Fall nur für drei Lagen möglich. Weitere Lagenvorgaben werden nur näherungsweise erfüllt.

Die einzelnen Syntheseschritte, die sich aus dieser Philosophie ergeben, sind in Tabelle 3 zusammengestellt. Die wesentlichen Punkte der Synthese sind die Auswahl eines Auswahlgetriebes entsprechend der Lagewinkel und die Transformation der Polsysteme.

Tabelle 3: Syntheseablauf für die Synthese mit Auswahlgetriebe

Skizze	Bemerkung
	- Drehpolsystem $P_{12}\,P_{13}$ und Drehwinkel der Lagenvorgaben bestimmen
 $\vartheta_{\max} > \vartheta_3 - \vartheta_1$	- Getriebeauswahl entsprechend gewünschter Struktur und kinematischer Eigenschaften
	- Getriebeanalyse - Festlegung der Startstellung - Ermittlung der weiteren Getriebestellungen - Polsystem Q_{12}, Q_{13} des Auswahlgetriebes ermitteln
 $P_{12} - P_{13} = \Lambda(Q_{12} - Q_{13})$	- Transformation des Auswahlgetriebes in die Aufgabenstellung

Dieser Syntheseansatz erlaubt die gezielte Struktursynthese durch die Analyse der Aufgabe. Dabei erfolgt die Festlegung der Getriebeeigenschaften durch die Auswahl eines Getriebes, das den kinematischen Anforderungen der Aufgabe gerecht wird. Dies hat den Vorteil, dass nach erfolgter Maßsynthese immer eine kinematisch sinnvolle Lösung existiert. Der Nachteil ist, dass der direkte Einfluss auf die Lage der Gelenkpunkte

verloren geht. Zudem ist die Berücksichtigung des Winkels der Lagenvorgaben für die Auswahl geeigneter Getriebestrukturen nur eine hinreichende Bedingung. Welche Getriebestruktur für die Lösung der Aufgabe besonders geeignet ist, kann dieses Verfahren nicht beantworten.

2.3 Erweiterung der Synthese mit Auswahlgetriebe

Die Gegenüberstellung der Verfahren zeigt, dass Vorteile des einen Verfahrens gleichzeitig die Nachteile des anderen Verfahrens sind. In beiden Fällen ist keine auf die Aufgabe bezogene, gezielte Struktursynthese möglich. Ziel ist es, die Struktursynthese direkt einzubeziehen. Dabei sollte die Synthese die Vorteile beider Verfahren verbinden. Dies ist möglich, wenn man beide Verfahren koppelt und dabei die Analyse weder an den Anfang noch an das Ende der Synthese stellt. Die Analyse ist das Bindeglied zwischen beiden Verfahren und wesentlicher Baustein bei der Struktursynthese (Bild 4).

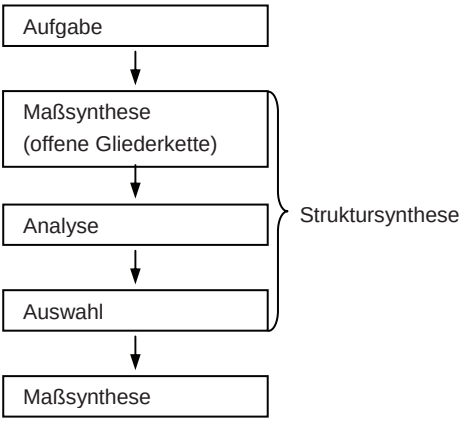
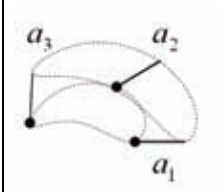
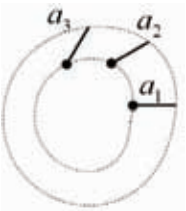
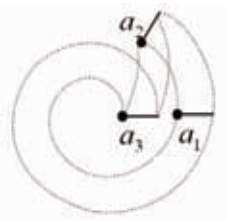
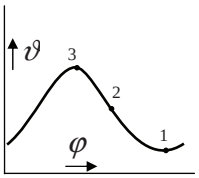
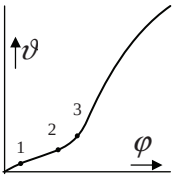
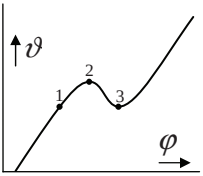


Bild 4: Syntheseablauf „Erweitere Synthese mit Auswahlgetriebe“

Entsprechend dieser Philosophie beginnt die Synthese mit der Bestimmung von Gelenkpunkten. Das Ziel ist die Erstellung einer offenen Gliederkette (s. Bild 1). Diese führt in jedem Fall zu kinematisch sinnvollen Lösungen. Durch die Analyse dieser Gliederkette lässt sich eine Führungsfunktion ableiten, die Aussagen zur Eignung bestimmter Getriebestrukturen zulässt.

Die Führungsfunktion gibt den Zusammenhang zwischen der Drehung des Führungsgliedes (ϑ) und Drehung des Zwischengliedes (φ) an. Die Bestimmung des Auswahlgetriebes erfolgt entsprechend der Führungsfunktion. Der weitere Syntheseablauf gestaltet sich analog zur Synthese mit Auswahlgetriebe (Bild 3).

Tabelle 4: Zusammenhang zwischen Führungsaufgabe und Führungsfunktion

	schwingend	umlaufend	Pilgerschritt
Führungsaufgabe			
Führungsfunktion			

Die Führungsfunktion ist ein wesentliches Hilfsmittel bei der Bestimmung geeigneter Getriebestrukturen. Durch die Analogie zwischen Führungs- und Übertragungsfunktion ist die Einbeziehung von Übertragungsgetriebekatalogen zur Synthese von Führungsaufgaben möglich. Dazu ist der zugrundeliegende Zweischlag der Übertragungsgetriebe (Bild 1b) in einen zur Lösung von Führungsaufgaben geeigneten Zweischlag umzuwandeln (Bild 1a). Dies ist durch Anwendung von Umwandlungsverfahren [4] möglich:

- ZG Zugeordnetes Getriebe,
- NR Einführung von Nebenrädern und
- B Bezugssystemwechsel.

Bei der kinematischen Umwandlung durch ZG und NR gleichen sich Führungsfunktion und Übertragungsfunktion. Bei der Umwandlung durch B ist zu beachten, dass sich Führungsfunktion und Übertragungsfunktion nicht mehr gleichen.

Die Struktursynthese orientiert sich am Verlauf der Führungsfunktion (Tabelle 4). Dabei ist zwischen

- fortlaufend oder
- schwingend

zu unterscheiden. Weitere wichtige Unterscheidungskriterien sind charakteristische Merkmale der Führungsfunktion (Bild 5):

- Umkehrlagen,
- Rasten oder
- Pilgerschrittbewegungen.

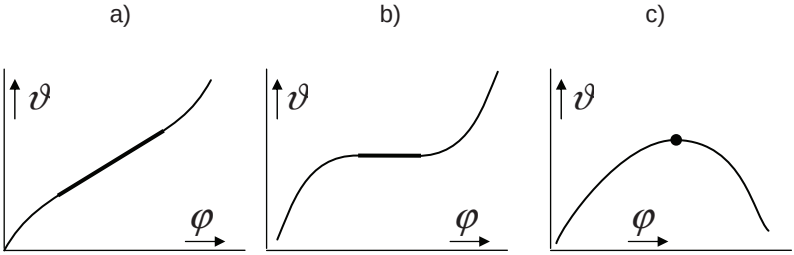


Bild 5: Charakteristische Merkmale der Führungsfunktion
a) konstante Übersetzung b) Rast c) Umkehrlage

Dabei ist festzustellen, dass sich viergliedrige Getriebe nur in den Fällen eignen, bei denen die in den ersten zwei Spalten der Tabelle 4 dargestellten Führungsfunktionen auftreten. Kombinationen mit Rasten oder Pilgerschritt-bewegungen (dritte Spalte der Tabelle 4) erfordern höhergliedrige Getriebe.

Aus der Analyse der Führungsfunktion viergliedriger Getriebe lässt sich die bekannte Aussage ableiten, dass sich diese spezielle Getriebestruktur nur für bestimmte Aufgaben eignet. Umgekehrt gilt ebenfalls, dass sich höhergliedrige Getriebe auch zur Realisierung einfacher Führungsaufgaben eignen. Der Vorteil bei der Verwendung höhergliedriger Getriebe liegt in der Ausnutzung freier Parameter für die Beeinflussung des Platzbedarfs. In

diesem Fall zeigen sich besonders die Vorteile bei der Verwendung von Räderkoppelgetrieben.

Für höhergliedrige Getriebe entsprechend Bild 6 gilt, dass das kinematische Verhalten des Führungsgliedes *a* vom Zwischenglied *b* mit den Gelenkpunkten A_0A und dem Teilgetriebe A_0BC abhängig ist. Die Lage des Teilgetriebes ist bei Einhaltung der Zahnradübersetzung ρ, um A_0 frei wählbar. Dadurch ist es möglich den Gelenkpunkt *B* frei festzulegen (s. Bild 6) und damit den Platzbedarf des Getriebes zu beeinflussen. Dieser Vorgang verändert nur die Größe und Lage des Grundgetriebes A_0BC. Die kinematischen Parameter des Gesamtgetriebes bleiben erhalten. Dieses Vorgehen ist auf sechsgliedrige Ketten erweiterbar.

a) b)

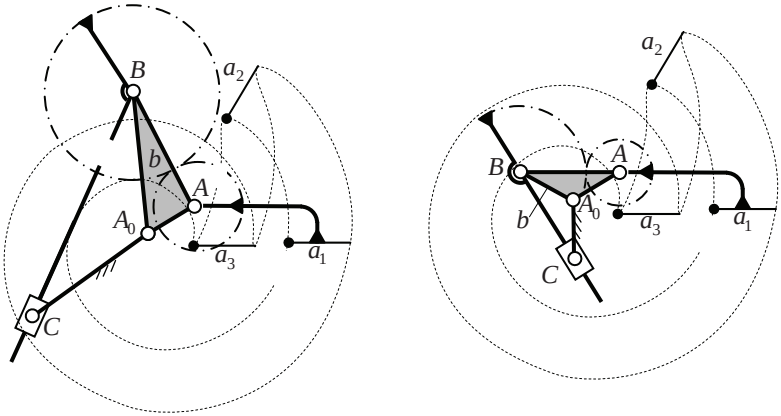
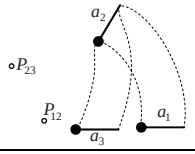
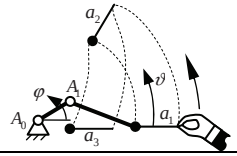
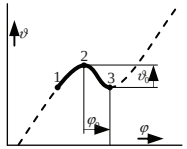
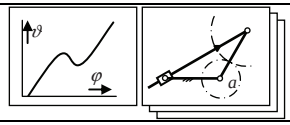
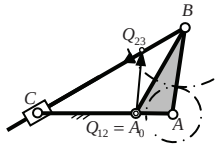
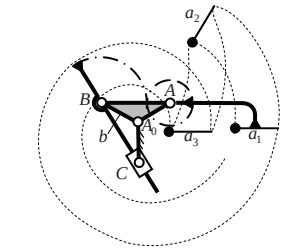


Bild 6: Beeinflussung des Platzbedarfs
a) Lösung 1 b) durch Versetzen von B zur Lösung 1 kinematisch gleichwertige Lösung mit verändertem Platzbedarf

Der allgemeine Ablauf der Synthese ist an einem didaktischen Beispiel s. Tabelle 5 herausgearbeitet.

Tabelle 5: Syntheseablauf: „erweiterte Getriebesynthese mit Auswahlgetriebe“

Nr.	Skizze	Bemerkung
1.		- Drehpolsystem $P_{12}P_{23}$ der Aufgabenstellung ermitteln
2.		- Durch Vorgabe eines Gelenkpunktes die offene Gelenkkette ermitteln, - Führungsbahn angeben
3.		- Aufnahme der Führungsfunktion, - Charakteristika der Führungsfunktion auswerten (Pilgerschritt)
4.		- Getriebeauswahl: Räderkoppelgetriebe für Pilgerschrittbewegung [9]
5.		- Getriebeumwandlung: Ausnutzung der Nebenräder [4], - Startstellung und weitere Getriebestellungen angeben
6.		- Drehpolsystem des Getriebes ermitteln, - Parameter der Ähnlichkeitstransformation ermitteln, - Transformation des Getriebes in die Aufgabenstellung

Als Einschränkung des Verfahrens ist die Beschränkung auf drei Ebenenlagen zu nennen. Dies ergibt sich aus der Anwendung der Ähnlichkeitstransformation zur Maßsynthese. Entsprechend Tabelle 3 gilt für drei Lagen, dass die Drehpolsysteme von Getriebe und Aufgabe in jedem Fall ähnlich sind. Dies gilt unabhängig vom Drehwinkel des Zwischengliedes. Wichtigstes Kriterium ist der charakteristische Verlauf der Führungsfunktion. Dieser sollte in jedem Fall ähnlich sein. Für mehr als drei Lagen führt dieses Verfahren nur bei näherungsweiser Einhaltung der Drehwinkel des Zwischengliedes zur Lösung.

3 Vergleich der Syntheseverfahren

Eine vergleichende Gegenüberstellung der Verfahren soll die Vor- und Nachteile aufzeigen und eine objektive Bewertung ermöglichen.

Burmester
Bei der Festlegung der Gelenkpunkte erfolgt die Analyse der Getriebelösung erst nach vollständiger Wahl der Gelenkpunkte. Dabei beschränkt sich dieses Verfahren auf die Bestimmung von Dreh- oder Schubgelenken ebener Mechanismen. Im Allgemeinen führt diese Synthese zu einem iterativen Lösungsprozess. Die Wahl der Getriebestruktur erfolgt vorrangig anhand der Wahl der Gelenke, nicht dessen kinematischen Eigenschaften. Dieses Verfahren startet meist mit viergliedrigen Getrieben. Sollte diese Struktur nicht zu dem gewünschten Erfolg führen verändert man die Getriebestruktur und führt eine erneute Synthese für höhergliedrige Getriebe durch. Allgemein ist festzuhalten, dass die Mehrheit der Bewegungsaufgaben mit 5- und 6-gliedrigen Getrieben lösbar ist.

Synthese mit Auswahlgetriebe
Die Synthese mit Auswahlgetriebe arbeitet ohne das Festlegen der Gelenkpunkte. Die Bestimmung des Getriebes erfolgt allein anhand der kinematischen Eigenschaften. In den beschriebenen Fällen ist das vorrangig der Winkel des Führungsgliedes. Damit ist für die Struktursynthese ein gezielteres Vorgehen möglich. Die Maßsynthese orientiert sich an der Ähnlichkeit der Polsysteme. Aufgrund dessen, dass keine Gelenkpunkte gewählt werden, ist erst mit erfolgter Maßsynthese ersichtlich, welchen Platzbedarf die Getriebelösung aufweist. Dies ist der Nachteil des Verfahrens. Entspricht der Platzbedarf nicht der Vorstellung des Konstrukteurs, ist ebenfalls iterativ

nach anderen Lösungen zu suchen. Dabei hat der Konstrukteur die Möglichkeit dies durch Änderung der Startlage zu beeinflussen, die strukturellen Abmessungen zu ändern oder ein anderes Auswahlgetriebe zu wählen. Aussagen welche Struktur am besten geeignet ist, können nicht getroffen werden. Als bemerkenswert ist festzuhalten, dass sich die Maßsynthese nicht auf die Struktur ebener Mechanismen beschränkt. Dieses Verfahren ist ebenso erfolgreich auf die Synthese räumlicher Führungsgetriebe [5] und verformbarer Mechanismen [6] anwendbar.

Erweiterte Synthese mit Auswahlgetriebe
Dieses Verfahren verbindet die Vorteile beider vorgestellter Verfahren. Durch die Erstellung der Führungsfunktion sind zudem Aussagen über die Eignung bestimmter Getriebestrukturen möglich. Unter Verwendung einer Getriebeumwandlung ist auf der Basis dieses Ansatzes der Zugriff auf Übertragungsgetriebe zur Lösung von Führungsaufgaben möglich. Damit wird das Material zur Bestimmung von Übertragungsgetrieben direkt zur Lösung von Führungsaufgaben nutzbar. Dies ermöglicht eine gleichberechtigte Behandlung beider Aufgabentypen. Der in der erweiterten Synthese mit Auswahlgetriebe gewählte Ansatz, die Führungsfunktion als Grundlage zur Struktursynthese zu nutzen, ist mit der Festlegung weiterer Gelenkpunkte koppelbar. Dies ermöglicht die Festlegung einer geeigneten Struktur und ermöglicht dadurch eine zielgerichtete Synthese.

4 Beispiel

Die Anwendung der erweiterten Synthese mit Auswahlgetriebe soll anhand des in [7] veröffentlichten Beispiels kurz dokumentiert werden.

Ausgangspunkt ist die bereits bekannte Gliederkette *fba* (s. Bild 6a). Die Führungsfunktion ist damit ebenfalls bekannt (s. Bild 6b). Zur Ausnutzung des beschriebenen Syntheseverfahrens werden Anfangslage, Endlage und eine beliebig gewählte Zwischenlage festgelegt. Die Analyse der Führungsfunktion zeigt, dass für die Lösung der Bewegungsaufgabe ein Getriebe mit fortlaufender Übertragungsfunktion mit i_m=1 ausreichend ist. Weiterhin ist aus der Charakteristik der Führungsfunktion zu erkennen, dass in der Startlage 1 ein horizontaler Anstieg existiert. Bei fortlaufender Führungsfunktion entspricht das einem Wendepunkt, also einer Momentanschiebung des Führungsgliedes.

a) b)

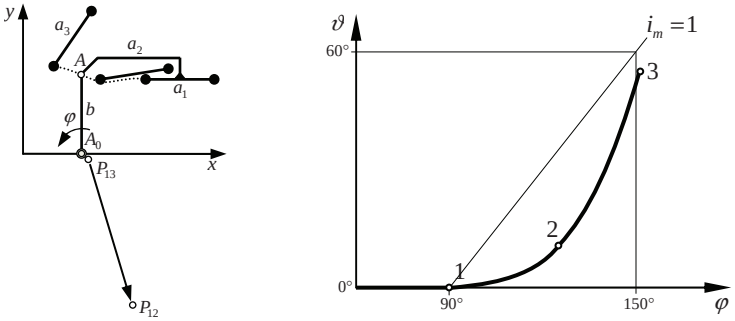


Bild 7: Bewegungsaufgabe
a) Aufgabenstellung b) Führungsfunktion

An dem Verlauf und der Charakteristik in der Startlage fällt die Wahl auf Räderkoppelgetriebe. Die Auswahl erfolgt anhand des Übertragungsgetriebekataloges in [8, 9] auf ein Räderkoppelgetriebe vom Typ B7. Die Maßbestimmung des Übertragungsgetriebes erfolgt anhand der in [9] beschriebenen Regeln. Für diesen Getriebetyp ist die Umwandlung in ein Führungsgetriebe durch Anwendung von Nebenrädern möglich. Dabei wird das Hauptrad *a* auf Glied *b* versetzt. Die Lage des Gelenkpunktes ist frei wählbar. Die Analyse des Getriebes zeigt, dass sich die Führungsfunktionen von Zweischlag (s. Bild 5) und Getriebe (s. Bild 6) in deren Charakteristik ähneln, aber nicht vollkommen gleich sind.

a) b)

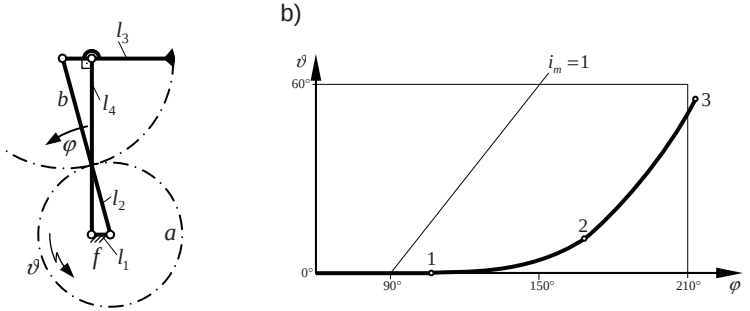


Bild 8: Auswahlgetriebe
a) Räderkoppelgetriebe b) Übertragungsfunktion

Trotz dieses Makels kann die Synthese durch Festlegen der Startlage im Wendepunkte der Führungsfunktion festgelegt werden. Die weiteren Lagen 2 und 3 bestimmen das Polsystem des Auswahlgetriebes. Die Maßsynthese erfolgt durch eine Ähnlichkeitstransformation der Polsysteme. Der Platzbedarf des ermittelten Getriebes kann durch festlegen eines Gelenkpunktes des Teilgetriebes A_0BCC_0 noch verändert werden. Die dadurch ermittelte Lösung zeigt ein Getriebe, dass die Vorgaben erwartungsgemäß nur in den Lagen 1, 2 und 3 exakt erfüllt (s. Bild 5). Der Verlauf zwischen den Lagen zeigt Abweichungen vom idealen Verlauf. Diese sind akzeptabel und für den Anwendungsfall ausreichend.

a) b)

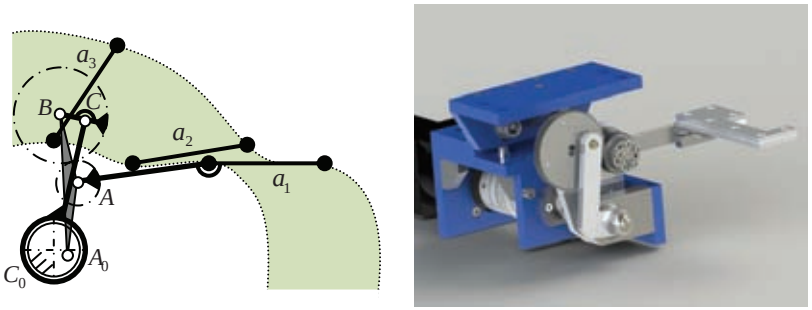


Bild 9: Führungsgetriebe
a) Getriebeskizze b) CAD-Modell

In Auswertung dieser Lösung stellen sich folgende Fragen:

1. Ist mit größerer Näherung der Führungsfunktionen von Aufgabe und Auswahlgetriebe auch eine bessere Übereinstimmung mit der geforderten Bewegungsaufgabe möglich?

2. Welchen Einfluss hat die Wahl der Zwischenlage?

Zu 1.: Je mehr sich die Funktionen gleichen, desto besser decken sich auch die Polsysteme und damit die Führungsbewegung mit den Bewegungsaufgaben.

Zu 2: Die Wahl der Zwischenlage hat entscheidenden Einfluss auf den Verlauf der Führungsbahn. Wird beispielsweise keine Zwischenlage festgelegt, wird nur die Anfangs- und Endlage exakt erfüllt. Der Einfluss auf die Bahn zwischen den Lagen ist nicht mehr gegeben.

Tabelle 6: Synthesebeispiel

Syntheseaufgabe				Auswahlgetriebe		Führungsgetriebe		
	x/mm	y/mm	β/°		l		x/mm	y/mm
a_1	179.519	109.641	0.23	l_1	1	A_0	55.94	30.73
a_2	115.568	107.026	10.73	l_2	10.19	B_1	10	110
a_3	45.000	127.000	55.22	l_3	2	C_1	27.51	114.03
P_{12}	161.17	-225.05		l_4	9.7	C_0	47.17	28.7
P_{13}	95.74	-9.67		ρ	2	A_1	64.96	91.96

5 Zusammenfassung/ Ausblick

Bei der Synthese von Führungsgetrieben zeigt sich, dass bei alleiniger Berücksichtigung der Gelenkpositionen kein direkter Einfluss auf die kinematischen Eigenschaften genommen werden kann. Umgekehrt ist bei vollem Einfluss auf die kinematischen Eigenschaften kein direkter Einfluss auf die Gelenkplatzierung möglich. Die Kopplung beider Verfahren ermöglicht die Berücksichtigung von Gelenkposition und kinematischer Eigenschaften. Dies erlaubt eine auf die Aufgabe bezogene Strukturssynthese. Ein wesentlicher Baustein dabei ist die Führungsfunktion. Diese ermöglicht, bei der Kopplung mit einer Getriebeumwandlung, den Zugriff auf das gut dokumentierte Wissen zu Übertragungsgetrieben. Die Kataloge sind dadurch auch für die Synthese von Führungsgetrieben nutzbar und erlauben eine zielgerichtete Synthese. Es ist jedoch festzuhalten, dass diese Kataloge nur einen Teil möglicher Getriebe enthalten. Mit diesem Ansatz besteht die Möglichkeit die vorhandene Klassifizierung zu nutzen und auf Führungsgetriebe anzuwenden. Damit ist die Möglichkeit gegeben ein Werkzeug für die Struktursynthese von Führungsgetrieben zu entwickeln, das Hinweise über die Eignung bestimmter Getriebestrukturen gibt.

Die Anwendung der Ähnlichkeitstransformation für die Maßsynthese birgt Potenziale zur Erweiterung der Synthesestrategie auf räumliche Problemstellungen, sowie für die Synthese von Mechanismen mit verformbaren

Gelenken. Diese Möglichkeiten wurden in vereinzelten Veröffentlichungen teilweise aufgezeigt [5, 6], sind aber noch nicht umfassend behandelt.

Literatur

[1] Luck, K.; Modler K.-H.: Getriebetechnik: Analyse-Synthese-Optimierung, Akademie-Verlag, Berlin, 1990.

[2] Lohse, P.: Getriebesynthese: Bewegungsabläufe ebener Koppelmechanismen. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, Tokyo, 1986.

[3] Lin, S.: Getriebesynthese nach unscharfen Lagenvorgaben durch Positionierung eines vorbestimmten Getriebes. VDI-Fortschrittberichte Reihe 1, Nr.313, VDI-Verlag, Düsseldorf,1999.

[4] Hanke, U.: Verallgemeinertes Verfahren zur Maßsynthese von Führungsgetrieben auf der Basis einer Bewegungsgeometrie eines Auswahlgetriebes. Dissertation, TU Dresden, 2010.

[5] Bär, G. F.; Modler, K.-H.; Ehlig, J.; Lin, S.: Two poses synthesis of spatial linkages using similarity transformation. 13th World Congress in Mechanism and Machine Science, A11-417, Mexico, 19-25 June, Guanajuato, 2011.

[6] Hanke, U.; Modler, K.-H.; Lin, S.; Modler, N.; Zichner, M.; Lucas, P.: Synthesis strategy for a mechanism based test bench for compliant structures. 13th World Congress in Mechanism and Machine Science, A11-464, Mexico, 19-25 June, Guanajuato, 2011.

[7] Hanke, U.; Modler, K.-H.; Tietze, S.; Holzweißig, J.; Majschak, J.-P.: Ersatz von Parallelkinematiken durch Räderkoppelgetriebe zur Optimierung der Bewegungstechnik in Verarbeitungsmaschinen. Bewegungstechnik 2010, VDI-Berichte 2116, S. 51-64, VDI Verlag, Düsseldorf, 2010.

[8] VDI 2727: Konstruktionskataloge – Lösung von Bewegungsaufgaben mit Getrieben. Beuth Verlag GmbH, Düsseldorf, 1991

[9] Neumann, R.: Fünfgliedrige Räderkoppel-Schrittgetriebe – Synthese und Eigenschaften. Dissertation B, TU Dresden, 1985.

Maßsynthese von Koppelgetrieben

Eine kritische Auseinandersetzung mit einem neuen Syntheseansatz unter Nutzung so genannter „normierter Getriebe“

Prof. i. R. Dr.-Ing. Reinhard Braune
ehemals Institut für Getriebetechnik der Leibniz Universität Hannover

Kurzfassung

Der vorliegende Beitrag stellt kritische Anmerkungen zu einem neuen Syntheseansatz für die Auslegung von Koppelgetrieben zur Diskussion, der auf der Nutzung so genannter „normierter Getriebe“ beruht, und vergleicht diesen Ansatz mit der klassischen Genaulagen-Synthese anhand eines konkreten Beispiels. Aus seiner Sicht der Dinge kann der Autor dabei weder die postulierten Vorteile des neuen Verfahrens noch die behaupteten Nachteile der klassischen Genaulagen-Synthese voll bestätigen.

1 Vorwort

Der vorliegende Beitrag hat das Ziel, den fachlichen Gedankenaustausch über ein zentrales Thema der Getriebelehre seit ihren wissenschaftlichen Anfängen neu anzuregen und qualifiziert zu fördern. Der Autor folgt dazu gerne der Einladung der Organisatoren dieses Kolloquiums, kritische Anmerkungen zu einem neuen Syntheseansatz zur Diskussion zu stellen, den HANKE in [1] und [2] publizierte und auch bei diesem Kolloquium präsentiert [3]. Exemplarisch wird dazu die alternative Bearbeitung einer ausgewählten Syntheseaufgabe auf der Grundlage der klassischen Genaulagen-Synthese mithilfe der dafür im Programmsystem ***GENESYS*** bereitstehenden Funktionen gezeigt und mit der Vorgehensweise von HANKE verglichen.

Die detaillierte Aufarbeitung der „Methode HANKE“ und insbesondere auch die hier dokumentierte, alternative Bearbeitung einer von HANKE für seine Präsentation in [2] gewählten Beispielaufgabe mit den gleichen konkreten Zahlenwerten wäre dem Autor nicht möglich gewesen ohne die vorbehalt-

lose Bereitschaft von HANKE zur offenen Diskussion und großzügigen Bereitstellung aller benötigten Daten. Dafür dankt der Autor an dieser Stelle ausdrücklich sehr herzlich.

Die folgende Auseinandersetzung mit der Aufgabenstellung und der von HANKE dafür gefundenen Lösung bezieht sich auf die Publikation [2] von HANKE, da zum Zeitpunkt der Erstellung dieses Beitrages seine aktuelle Präsentation [3] im Rahmen des jetzigen Kolloquiums dem Autor noch nicht bekannt war.

2 Aufgabenstellung und Lösung von Hanke in [2]

HANKE gibt in [2] – abgeleitet aus einer praktischen Anwendung – gemäß Bild 1a einen Zweischlag P_0QR vor und für diesen Zweischlag in einem begrenzten Bereich in Form einer Wertetabelle eine so genannte „Soll-Führungsfunktion“ $\psi_{SOLL} = f(\varphi_{SOLL})$ mit dem in Bild 1b in Grau gezeigten Verlauf. Damit ist indirekt ein bestimmter geometrischer Verlauf der von R beschriebenen Soll-Bahnkurve k_{SOLL} zwischen dem Startpunkt S und dem Zielpunkt Z definiert und auch ein bestimmter Soll-Verlauf des Lagewinkels ψ_{SOLL} des geführten Gliedes bezogen auf den Weg entlang dieser Bahnkurve. Gesucht sind zwangläufige Getriebe mit dem Laufgrad 1, die die vom Vorgabe-Zweischlag P_0QR mit der Soll-Führungsfunktion $\psi_{SOLL} = f(\varphi_{SOLL})$ erzeugte Gliedführung möglichst gut annähern.

Zur Lösung solcher Führungsaufgaben greift HANKE einen Ansatz von LIN [4] auf und entwickelt diesen weiter. In seiner einfachsten Anwendungsform besteht der Grundgedanke von HANKE zunächst im Wesentlichen darin, die einzelnen Abmessungen des zu entwickelnden Lösungsgetriebes nicht Schritt für Schritt in einem Maß-Syntheseprozess festzulegen, sondern stattdessen auf einen Vorrat von bereits komplett dimensionierten Getrieben zurückzugreifen, die als „normierte Getriebe“ oder „Auswahlgetriebe“ bezeichnet werden. Daraus wird eines herausgegriffen, das für die Lösung der jeweils vorliegenden Aufgabe irgendwie geeignet erscheint, und dieses dann nur noch „global“ durch eine allgemeine Gesamt-Transformation mit den Komponenten Verschieben, Drehen und Skalieren der konkreten Aufgabenstellung angepasst, wobei das benutzte Auswahlgetriebe „in sich“ – also in seinen inneren Abmessungsverhältnissen – völlig unverändert bleibt.

Auf diese Weise können praktisch mit jedem beliebigen „normierten Getriebe“ genau drei allgemeine Soll-Gliedlagen exakt erfüllt werden, die aus der zu lösenden Aufgabe abgeleitet werden. Im gewählten „normierten Getriebe“ muss dazu lediglich das spätere Führungsglied mindestens den Schwenkwinkel durchlaufen können, der maximal zwischen den zu erfüllenden Soll-Gliedlagen auftritt.

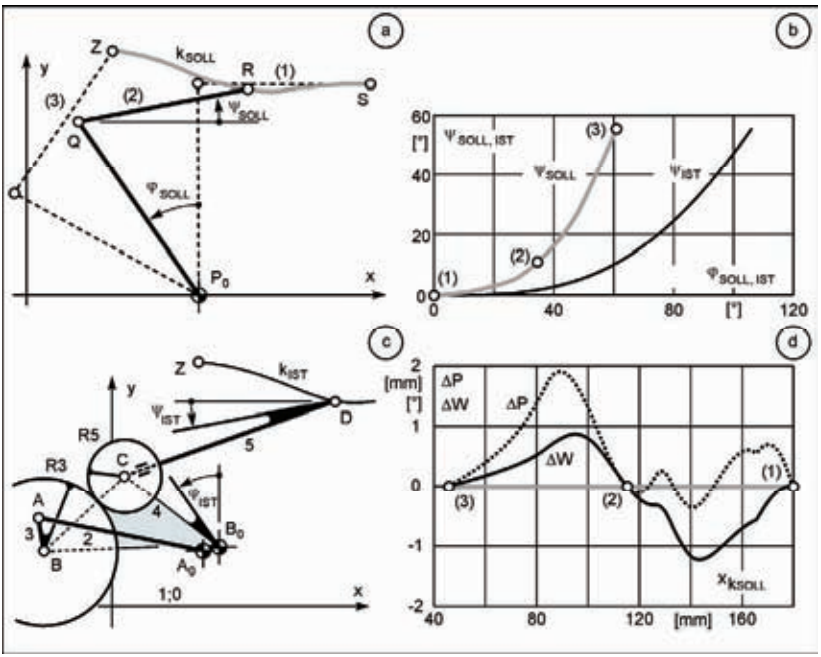


Bild 1: Aufgabenstellung und Lösung von HANKE

a) Vorgabe-Zweischlag zur Definition der Aufgabenstellung

b) Soll-Führungsfunktion und Ist-Führungsfunktion von HANKE

c) Lösungsgetriebe von HANKE

d) Genaulagen und Fehlerverläufe der Lösung von HANKE

Zur Annäherung des hier verlangten Bewegungsverlaufs des zu führenden Gliedes gibt HANKE für dieses drei Soll-Gliedlagen vor, die in den Bildern 1a und 1b mit (1), (2) und (3) markiert sind. Als „normiertes Getriebe“ wählt er ein komplett dimensioniertes 5-gliedriges Zwei-Räder-Koppelgetriebe gemäß dem in Bild 1c dargestellten Getriebe A_0ABCB_0 mit den Rädern R3 und R5, das in einem beliebigen Maßstab vorliegt. Infolge der dann nur noch durchzuführenden „Global-Transformation“ ergibt sich für dieses Getriebe dessen in Bild 1c gezeigte endgültige Größe und Position sowie die vorher noch unbestimmte Länge CD des geführten Gliedes 5 und dessen Anfangslage relativ zum Glied 4.

Dieses Lösungsgetriebe führt den Punkt D genau durch die drei verlangten Soll-Punkte auf der Bahnkurve und realisiert mit seinem Gliedlagewinkel ψ_{IST} in diesen drei Bahnpunkten auch genau die verlangten Soll-Werte ψ_{SOLL}. Dazwischen weichen der Bahnkurvenverlauf und der Gliedlagewinkel natürlich mehr oder weniger vom Soll-Verlauf ab und dies zeigen in Bild 1d die Verläufe des punktiert gezeichneten Punktlagefehlers ΔP (jeweils kürzester Abstand des auf k_{IST} geführten Punktes von der Soll-Bahnkurve k_{SOLL}) und des durchgezogen gezeichneten Gliedlage-Winkelfehlers ΔW (jeweils Differenz zwischen dem Soll-Gliedwinkel ψ_{SOLL} und dem Ist-Gliedwinkel ψ_{IST}) über der x-Koordinate der Soll-Kurve. Beide Fehler verschwinden gleichzeitig in den drei vorgegebenen Soll-Lagen.

In seiner Beschreibung der Aufgabe präzisiert HANKE nicht näher, ob und ggf. inwieweit es ihm möglicherweise eher auf eine gute Annäherung des Verlaufs der Bahnkurve k_{SOLL} bei akzeptierten Abweichungen im Lagewinkelverlauf oder aber bei akzeptierten Punktlagefehlern vielleicht eher auf gute Annäherung des Lagewinkelverlaufs ankommt. In der Bewertung der von ihm gefundenen, in Bild 1c dargestellten Lösung betrachtet er jedenfalls nur den in Bild 1d punktiert gezeichneten Punktlagefehler ΔP und nicht den durchgezogen gezeigten Gliedlage-Winkelfehler ΔW dieser Lösung.

In der von HANKE berichteten Vorgeschichte zur praktischen Entstehung der Aufgabe wird aber deutlich, dass es zumindest am Anfang beim Auslauf aus dem Startpunkt S nach links darauf ankommt, eine angenäherte Schiebung des geführten Gliedes 5 zu realisieren, also auf einen hinreichend kleinen Gliedlage-Winkelfehler nicht nur genau im Startpunkt S, sondern auch noch

in einem gewissen endlichen Anfangsbereich bei der Bewegung des geführten Gliedes nach links.

Offensichtlich mit diesem Ziel wählt HANKE – gewissermaßen als weiterführende Ausbaustufe seines Verfahrens – bei der betrachteten Aufgabe sein „normiertes Getriebe“ nun doch nicht nur so ganz „irgendwie“, sondern in speziellerer Weise so, dass es ein bestimmtes kinematisches Verhalten aufweist, das HANKE aufgrund der folgenden Überlegung förderlich erscheint für das Erreichen einer guten Lösungsqualität.

HANKE betrachtet dazu die in Bild 1b in Grau gezeigte Soll-Führungsfunktion, interpretiert deren Anfangscharakteristik als „Rast“ und postuliert, dass deshalb auch sein „normiertes Getriebe“ in dessen maßstabsunabhängiger Ist-Führungsfunktion $\psi_{IST} = f(\varphi_{IST})$ am Anfang eine „Rast“ aufweisen sollte. Nach bekannten einfachen Auslegungsregeln nimmt er dazu einen Teil der Abmessungen seines „normierten Getriebes“ willkürlich an und stimmt dessen restliche Auslegungsparameter dann so auf die gewählten ab, dass das Getriebe in seiner Anfangsstellung tatsächlich die gewünschte „Rast“ aufweist. Den Gesamtverlauf der Ist-Führungsfunktion des so gewählten „normierten Getriebes“ zeigt Bild 1b in Schwarz.

Es fällt auf, dass diese Ist-Führungsfunktion außer dem allgemein progressiven Verlauf und der waagrechten Anfangstangente keine weiteren Übereinstimmungen mit der Soll-Führungsfunktion aufweist. Dies dürfte auch gar nicht so sein, denn der „Führungszweischlag“ B_0CD im entwickelten Lösungsgetriebe, der sich ja wesentlich vom Vorgabe-Zweischlag P_0QR unterscheidet, benötigt natürlich auch eine ganz andere „Führungsfunktion“ um die gleiche oder eine zumindest in den drei Soll-Punkten übereinstimmende Bahnkurve zu erzeugen. Umgekehrt kann man auch sagen: Hätte HANKE ein „normiertes Getriebe“ gewählt, dessen Ist-Führungsfunktion insgesamt möglichst weitgehend mit der Soll-Führungsfunktion übereingestimmt hätte, dann hätte sich bei dessen transformatorischer Anpassung an die drei Soll-Lagen der Führungszweischlag B_0CD auch sehr ähnlich zum Vorgabe-Zweischlag P_0QR ergeben und sowohl der Punktlagefehler als auch der Gliedlage-Winkelfehler hätten deutlich geringer ausfallen können (siehe Abschn. 3.3).

Bei der tatsächlich gewählten Ist-Führungsfunktion besteht deren „Nutzeffekt“ lediglich darin, dass der Verlauf des Gliedlage-Winkelfehlers am Anfang in der Genaulage (1) nicht nur den Fehlerwert „Null“ aufweist, sondern

auch noch eine waagrechte Tangente. Eine nennenswerte „Kleinhaltung“ des Gliedlage-Winkelfehlers über einen endlichen Anfangsbereich der Bahnkurve wird dadurch aber offensichtlich nicht erreicht und bezüglich des Punktlagefehlers wirkt sich die vorgenommene „Spezialisierung“ des „normierten Getriebes“ auch nicht erkennbar positiv aus. Der Verlauf des Punktlagefehlers beginnt aus der Genaulage (1) heraus gleich mit einem kräftigen Anstieg, und das bedeutet praktisch, dass hier die Ist-Bahnkurve gleich mit einer Anfangstangente beginnt, die sich von der Anfangstangente der Soll-Bahnkurve unterscheidet, im vorliegenden Fall konkret um ca. 9°.

Zusammenfassend gewinnt der Autor so den Eindruck, dass die vorgenommene besondere Auslegung des „normierten Getriebes“ keine erkennbar positive Wirkung hat und damit das Grundproblem bestehen bleibt, das der Autor bei dem Verfahren von HANKE sieht, nämlich dass eine eigentliche Maß-Synthese im Sinne von aufgabenspezifischer Maßbestimmung gar nicht stattfindet, sondern lediglich eine transformatorische Anpassung eines vorab schon komplett dimensionierten Getriebes an drei ausgewählte Soll-Lagen. Der Autor erkennt nicht, wie auf diese Weise irgendeine zielstrebige Variation von freien Abmessungsparametern im Hinblick auf eine möglichst optimale Lösung einer gestellten Aufgabe unterstützt würde. Außer der Vorab-Auswahl irgendeines „normierten Getriebes“ hat der Anwender praktisch keinen Einfluss auf die Merkmale und das Verhalten des Lösungsgetriebes – insbesondere im Hinblick auf die erreichte Lösungsgenauigkeit – und auch das Argument, dass mit der Auswahl eines geeignet erscheinenden „normierten Getriebes“ das spätere „Betriebsverhalten“ des Lösungsgetriebes vorab festlegbar sei und so keine „bösen Überraschungen“ mehr zu befürchten wären, kann den Autor nicht überzeugen. Bei der vorliegenden HANKE-Lösung in Bild 1c hängen z. B. die auftretenden Gelenkkräfte sehr wohl entscheidend von der absoluten Größe des fertigen Getriebes und der Länge des Führungsarmes CD ab, und die ergeben sich erst am Ende durch die anpassende Gesamt-Transformation des gewählten „normierten Getriebes“.

3 Lösung mithilfe klassischer Genaulagen-Synthese

3.1 Allgemeines zur Genaulagen-Synthese

In ihrer allgemeinen Anwendungsform besteht das Grundprinzip der klassischen Genaulagen-Snthese immer darin, ein koppelndes drittes Glied so zwischen zwei gegebene Getriebeglieder einzufügen, dass eine gewisse Anzahl verlangter relativer Lagenzuordnungen der gegebenen Glieder exakt erfüllt werden kann. Für Kopplungsglieder mit Drehgelenken in den beiden gegebenen Gliedern ist das grundsätzlich für 3, 4 oder 5 relative Gliedlagen-Zuordnungen möglich und es ergibt sich abhängig von der Anzahl der zu erfüllenden Lagenzuordnungen ein 2-parametriges Lösungsspektrum, ein 1-parametriges Lösungsspektrum oder eine begrenzte Anzahl konkreter Einzellösungen für das gesuchte Kopplungsglied.

Diese allgemeine Form der Genaulagen-Synthese kann als „Lösungsbaustein“ sehr universell bei der Maß-Synthese beliebiger Getriebebauformen eingesetzt werden – ggf. auch mehrstufig aufeinander aufbauend – indem der Nutzer kreativ darüber entscheidet, an welcher Stelle, für welche Gliedergruppe und mit welcher Anzahl von vorgegebenen Gliedlagen-Zuordnungen er in einem Gesamt-Syntheseprozess davon sinnvoll Gebrauch machen kann. In der Regel muss auch dabei ein gewisser Teil der freien Abmessungsparameter des auszulegenden Getriebes mehr oder weniger willkürlich vorgegeben werden, um die gegebene praktische Aufgabenstellung erst einmal in eine geeignete Gliedlagen-Zuordnungs-Aufgabe überführen zu können. Weitere Auslegungsfreiheiten ergeben sich dann durch die zu treffende Auswahl einer konkreten Einzellösung aus einem ggf. erzeugten 2- oder 1-parametrigen Lösungsspektrum und insbesondere (und häufig unterschätzt) auch in der geschickten und aufgabengerechten Auswahl und Variation der benutzten Gliedlagen-Vorgaben.

Im Rahmen und mithilfe dieser Auslegungsfreiheiten kann und muss der Benutzer das letztlich erreichte Ergebnis erheblich beeinflussen und er benötigt deshalb zur effektiven Nutzung der Genaulagen-Synthese eine interaktive Anwendungsumgebung, die ihn in einem mehrfach wiederholten, optimierenden Synthesedurchlauf möglichst transparent und intuitiv erkennen lässt, welche seiner Entscheidungen sich wie auf das Endergebnis auswirken. Dabei können vielfältigste Gesichtspunkte für die abschließende

Beurteilung einer erarbeiteten Getriebeauslegung relevant sein und es ist deshalb nötig, in einer entsprechenden Anwendungsumgebung nicht nur den eigentlichen Syntheseprozess zu unterstützen, sondern auch die jederzeitige Analyse von bereits ausgelegten Teilbaugruppen im Syntheseverlauf und des fertigen Gesamtgetriebes am Ende im Hinblick auf alle nur denkbaren, möglicherweise relevanten Beurteilungsmerkmale.

Einen entsprechenden Rahmen versucht z. B. das Programmsystem ***GENESYS*** des ehemaligen Instituts für Getriebetechnik der Leibniz Universität Hannover zu geben, insbesondere durch die dort bestehende Möglichkeit, auf einfache Weise und interaktiv so genannte „Bearbeitungsstrategien" problemspezifisch zusammenstellen und mit reduziertem Handhabungsaufwand mehrfach wiederholt durchlaufen zu können, siehe [5,6].

Da dem Autor für das hier betrachtete Beispiel konkrete Anforderungen an das praktische Betriebsverhalten nicht bekannt sind, wird im Folgenden nur die erreichte kinematische Genauigkeit in der Annäherung an die vorgegebene Soll-Bewegung näher bewertet und ansonsten – als praktische Minimalanforderung – lediglich darauf geachtet, dass das Lösungsgetriebe den gewünschten Bewegungsablauf im gleichen Bewegungsbereich und mit stetigem Antrieb an einem der Gestelldrehgelenke durchlaufen kann.

3.2 Lösungen mit viergliedrigen Koppelgetrieben

Die denkbar einfachste Getriebestruktur zur Lösung der vorliegenden Aufgabe weist sicher das viergliedrige Drehgelenkgetriebe auf und deshalb soll zunächst für diese eine Maß-Synthese vorgenommen werden. Es ist demnach ein viergliedriges Drehgelenkgetriebe zu finden, dessen Koppelbewegung den zu erfüllenden Bewegungsverlauf des vom Vorgabe-Zweischlag P_0QR aufgabengemäß geführten Gliedes QR möglichst gut annähert.

Um typische Möglichkeiten der Genaulagen-Synthese aufzuzeigen, werden hier zunächst aus der Soll-Bewegung des zu führenden Gliedes vier Vorgabelagen (1), (2), (3) und (4) ausgewählt und Bild 2a zeigt dazu bereits ein erstes Lösungsbeispiel. Die gewählten, in Bild 2b markierten Genaulagen (1) und (4) am Anfang und am Ende der Soll-Bewegung entsprechen exakt den Vorgabelagen (1) und (3) von HANKE. Die Genaulage (3) im mittleren Bereich der Soll-Bewegung entspricht etwa der Vorgabelage (2) von HANKE, wurde aber hier in einem mehrfach wiederholt durchlaufenen Syntheseprо-

zess iterativ ein bisschen variiert, bis mit der in Bild 2a gezeigten Lösung ein befriedigender Verlauf des in Bild 2b gezeigten Punktlagefehlers ΔP und des Gliedlage-Winkelfehlers ΔW erreicht wurde. Dazu wurde zusätzlich auch noch die Erfüllung einer vierten Genaulage (2) kurz nach dem Auslauf aus der Anfangslage verlangt. Damit wurde erzwungen, dass insbesondere im Anfangsbereich die Soll-Bewegung möglichst gut angenähert wird. Mit der Positionierung dieser Genaulage – entweder sehr dicht benachbart zur Anfangslage (1) oder in einem mehr oder weniger großen Abstand – kann der Anwender nun gezielt den Fehlerverlauf in diesem Bereich beeinflussen.

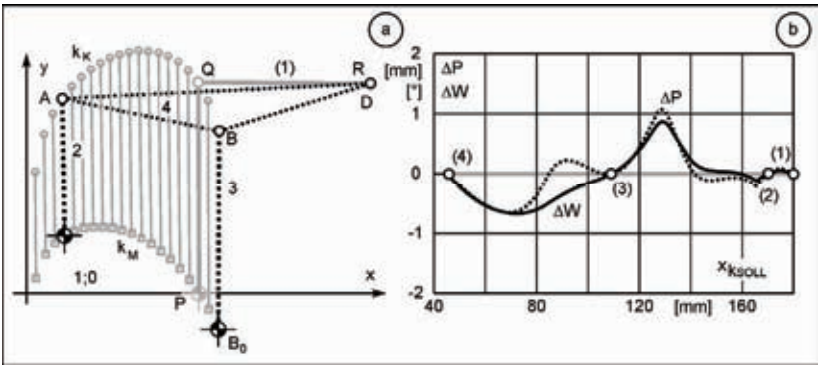


Bild 2: Vier-Lagen-Synthese eines 4-gliedrigen Drehgelenkgetriebes
a) Lösungsangebot und ausgewähltes Lösungsgetriebe
b) Genaulagen und Fehlerverläufe der Lösung in Bild 2a

Für die vier so vorgegebenen Genaulagen ergibt sich das in Bild 2a gezeigte Lösungsspektrum mit der so genannten Burmesterschen Kreispunktkurve k_K für die Lage möglicher Koppelgelenke A und B sowie der so genannten Burmesterschen Mittelpunktkurve k_M für die Lage zugeordneter Gestellgelenke A_0 und B_0. Aus diesem Lösungsangebot – das natürlich auch den Vorgabe-Zweischlag P_0QR enthält – kann der Anwender irgendwelche Kombinationen als Lenker A_0A und B_0B aussuchen und sofort anschließend des entstandene Getriebe im Hinblick auf alle interessierenden Beurteilungskriterien analysieren. Beim mehrfachen Durchlauf dieses Prozesses gewinnt der Anwender relativ schnell ein gutes Gespür dafür, welche Variationen der Vorgaben – hier bezüglich der Wahl der Genaulagen und der Auswahl der Lenker aus dem jeweils entsprechenden Lösungsangebot –

sich wie auf die ihn interessierenden Beurteilungsmerkmale auswirken und findet iterativ sinnvoll angepasste Vorgaben, die eine günstige Lösung produzieren. Eine brauchbare Lösung könnte z. B. das in Bild 2a gezeigte viergliedrige Drehgelenkgetriebe sein, bei dem sowohl der Punktlagefehler als auch der Gliedlage-Winkelfehler insgesamt und vor allem im Anfangsbereich deutlich geringer ausfallen als bei dem baulich aufwändigeren Zwei-Räder-Koppelgetriebe von HANKE.

Wenn man hier nun etwas mit den Vorgaben „spielt“, dann findet man schnell auch Lösungen, die in einer oder sogar in mehreren weiteren Stellungen die erwünschte Soll-Bewegung exakt erfüllen, in denen also gleichzeitig beide Fehlerwerte in fünf oder noch mehr Gliedlagen verschwinden, obwohl dies im Rahmen der bisher angewandten Vier-Lagen-Synthese gar nicht gezielt verlangt wird und auch nicht verlangt werden könnte.

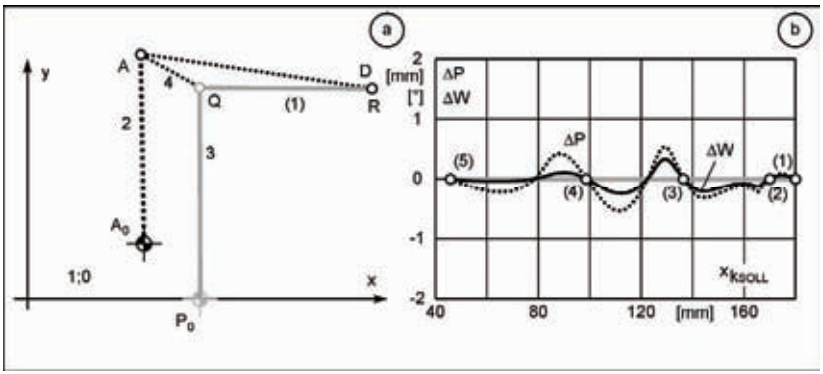


Bild 3: Fünf-Lagen-Synthese eines 4-gliedrigen Drehgelenkgetriebes
a) Lösungsgetriebe
b) Genaulagen und Fehlerverläufe der Lösung

Zwischen den so erfüllten zusätzlichen Genaulagen können zwar durchaus auch größere Fehlerwerte als vorher auftreten, aber dennoch regt dies dazu an, auch einmal gezielt eine Fünf-Lagen-Synthese zu versuchen. Ein auf diesem Wege erreichbares Ergebnisbeispiel zeigt Bild 3a mit den in Bild 3b gezeigten Fehlerverläufen zwischen den gewählten Genaulagen (1) bis (5).

Bekanntlich ergibt sich für 5 vorgegebene Gliedlagen in Form der so genannten Burmesterschen Punkte eine begrenzte Anzahl von 0, 2 oder 4

Lösungen für mögliche Führungslenker. Da hier auf jeden Fall eine Lösung vorliegt – nämlich als so genannte triviale Lösung der Lenker P_0Q des Vorgabe-Zweischlages – gibt es mindestens noch eine oder aber drei weitere Lösungen. Bei den hier gewählten Vorgaben ergab sich nur eine weitere Lösung A_0A neben dem Lenker P_0Q des Vorgabe-Zweischlages und so nur ein einziges, nämlich das in Bild 3a gezeigte Lösungsgetriebe. Die Variationsmöglichkeiten des Anwenders bestehen nun nur noch in der Positionierung der fünf Genaulagen-Vorgaben. Hier wurden exemplarisch die Genaulagen (1), (2) und (5) festgehalten und nur die mittleren Genaulagen (3) und (4) ein bisschen hin und her geschoben, bis sehr schnell der vorliegende, recht schön ausgeglichene Fehlerverlauf erzielt wurde, der einer theoretisch bestmöglichen Lösung der Aufgabe mit einem viergliedrigen Drehgelenkgetriebe wohl schon ziemlich nahe kommen dürfte.

3.3 Lösungen mit Zwei-Räder-Koppelgetrieben

Abschließend soll noch kurz gezeigt werden, wie mithilfe der Genaulagen-Synthese durchaus auch Maß-Synthese für komplexere Getriebestrukturen möglich ist, z. B. auch für eine solche, wie sie HANKE seiner Lösung zugrunde legt.

Vorgegeben wird gemäß Bild 4a zunächst ein Führungszweischlag B_0CD und dessen im Gestell gelagerter Führungslenker 4 zu einem ternären Glied B_0CB erweitert. Die für diese Erweiterung festzulegenden Abmessungen – z. B. der Winkel CB_0B und die Länge B_0B – sind für das rein kinematische Verhalten der erzeugten Lösungen nicht relevant, da sie lediglich eine Drehung und Skalierung des ergänzenden Lösungsgetriebes A_0ABB_0 bewirken. Aus später erläuterten Gründen wurde hier in Bild 4a der Führungszweischlag B_0CD exakt gleich dem ursprünglichen Vorgabe-Zweischlag P_0QR gewählt.

In B und C werden dann die Räder R3 und R5 gelagert und R5 wird an das zu führende Glied CD gekoppelt. Das Radienverhältnis der Räder ist dabei ein freier Parameter, der zunächst „irgendwie“ gewählt werden muss. Bis auf den noch zu bestimmenden Führungslenker A_0A zwischen einem geeigneten Punkt A_0 im Gestell 1;0 und einem geeigneten Punkt A auf dem um B drehbaren Rad R3 ist das gesuchte Zwei-Räder-Koppelgetriebe so schon weitgehend komplett.

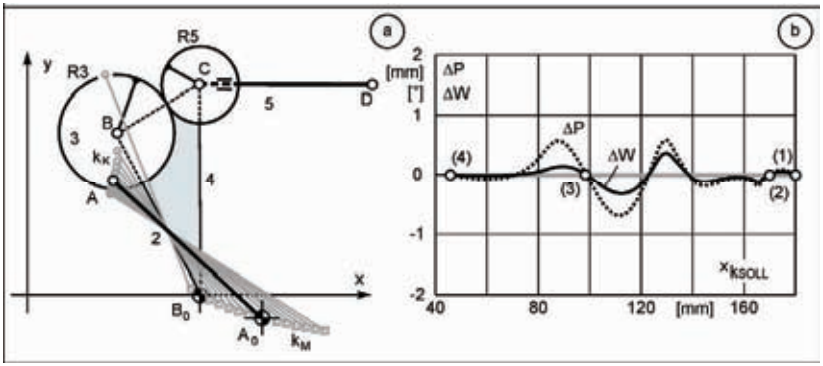


Bild 4: Vier-Lagen-Synthese eines Zwei-Räder-Koppelgegtriebes
a) Lösungsangebot und ausgewähltes Lösungsgetriebe
b) Genaulagen und Fehlerverläufe der Lösung in Bild 4a

Wenn man im bisher vorliegenden Teil-Getriebe nun einzelne Soll-Lagen des zu führenden Gliedes CD vorgibt, dann können im Wege einer inversen Analyse leicht auch entsprechende Soll-Lagen des Rades R3 berechnet und anschließend mit einer „völlig normalen“ Anwendung der Genaulagen-Synthese mögliche Lösungen für den noch fehlenden Führungslenker A_0A zwischen dem Gestell und dem Rad R3 ermittelt werden, die das zu bestimmende Zwei-Räder-Koppelgetriebe komplettieren.

Z. B. für die vier in Bild 4b markierten Genaulagen (1) bis (4) ergibt sich das in Bild 4a gezeigte 1-parametrige Lösungsspektrum und mit der Auswahl des hervorgehobenen Lenkers A_0A aus diesem Angebot erhält man ein Getriebe mit dem in Bild 4b gezeigten Gesamtverlauf der Fehlerwerte.

Zur freien Variation steht hierbei zunächst die Auswahl des Führungszweischlages zur Verfügung. Natürlich wäre es unklug, diesen „einfach irgendwie“ zu wählen, denn ganz unabhängig von dem noch folgenden „Rest“ des Getriebes muss dieser Zweischlag ja mindestens für sich allein schon einmal in der Lage sein, die erwünschte Gliedführung überhaupt hinreichend gut erfüllen zu können. Ein exaktes Abfahren der Bahnkurve wäre zwar mit jedem beliebigen Zweischlag möglich, nicht aber auch noch die gleichzeitige Erfüllung der gewünschten Gliedlagewinkel. In dieser Hinsicht die einfachste

Vorgabeauswahl stellt natürlich der – hier auch tatsächlich gewählte – ursprüngliche Vorgabe-Zweischlag P_0QR selber dar, denn der kann ja per se alle Soll-Lagen exakt erfüllen. Wenn dieser aber vielleicht ausdrücklich nicht verwendet werden soll, dann käme z. B. eine Auswahl aus dem in Bild 2a gezeigten Lösungsspektrum für vier sinnvoll gewählte Genaulagen infrage, die dann aber die gleichen sein sollten, die in der folgenden, dann zweiten Synthesestufe der Bemessung des Führungslenkers A_0A im Zwei-Räder-Koppelgetriebe zugrunde gelegt werden.

Nach der Festlegung des Führungszweischlages B_0CD bleiben als kinematisch relevante Variationen nur noch die Wahl der Genaulagen, die Festlegung der Räderübersetzung und die Auswahl des Lenkers A_0A aus dem entsprechenden Lösungsangebot. Für das Ergebnis in Bild 4 wurde in einer iterativen Variation ein Radienverhältnis von R5/R3 = 2/3 und eine kleine Verschiebung der mittleren Soll-Lage (3) gegenüber der zunächst genau so wie für die Vier-Lagen-Synthese gemäß Bild 2b gewählten Verteilung als günstig erkannt zur Herbeiführung von Fehlerverläufen, die qualitativ sehr ähnlich und quantitativ fast genau so gut sind, wie die in Bild 3b für das mithilfe einer Fünf-Lagen-Synthese ermittelte viergliedrige Drehgelenkgetriebe.

Im Ergebnis zeigt sich also, dass auch mit einem Zwei-Räder-Koppelgetriebe im Hinblick auf die hier betrachteten Fehler durchaus „bessere“ Lösungen als die von HANKE gefunden werden können, wenn deren einzelne Abmessungsparameter in einer vollwertigen Maß-Synthese individuell an die vorliegende Aufgabenstellung angepasst werden. Es scheint zwar rein kinematisch keine „besseren“ Lösungen zu geben als mit dem einfacheren viergliedrigen Drehgelenkgetriebe, aber die höhere Zahl freier Parameter kann vielleicht eine bessere Anpassung an sonstige Anforderungen erleichtern.

Im Übrigen sei abschließend bemerkt, dass man auch mit dem Ansatz von HANKE, also mit der Vorgabe eines „normierten Getriebes“ und dessen nachträglicher Global-Transformation, genau das hier in Bild 4 gezeigte Ergebnis hätte erhalten können, wenn man das „normierte Getriebe“ nicht nur – wie HANKE – bezüglich der waagrechten Anfangstangente seiner Ist-Führungsfunktion (schwarzer Funktionsverlauf in Bild 1b) der Soll-Führungsfunktion (grauer Funktionsverlauf in Bild 1b) angepasst, sondern auch

deren Gesamtverlauf möglichst genau angenähert hätte. Das wäre leicht möglich gewesen, allerdings wohl auch wieder nur mit einem sinnvollen Einsatz der klassischen Genaulagen-Synthese, nämlich in einer etwas speziellen Anwendungsform für die Maß-Synthese von Räder-Koppelgetrieben, siehe [7].

Literatur

[1] HANKE, U.: Verallgemeinertes Verfahren zur Maßsynthese von Führungsgetrieben auf der Basis einer Bewegungsgeometrie eines Auswahlgetriebes. Dissertation TU Dresden, 2010. Shaker Verlag, Aachen, 2010.

[2] HANKE, U., MODLER, K., TIETZE, S., HOLZWEIßIG, J., MAJSCHAK, J.-P.: Ersatz von Parallelkinematiken durch Räderkoppelgetriebe zur Optimierung der Bewegungstechnik in Verarbeitungsmaschinen. VDI-Berichte 2116 (2010) S. 51 – 64.

[3] HANKE, U.: Pro und Kontra neuer Syntheseansätze. Vortrag zum 9. Kolloquium Getriebetechnik, TU Chemnitz, 2011.

[4] LIN, S.: Getriebesynthese nach unscharfen Lagenvorgaben durch Positionierung eines vorbestimmten Getriebes. VDI-Fortschritt-Berichte Reihe 1, Nr. 313, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1999.

[5] BRAUNE, R.: Die klassische Genaulagen-Synthese von Getrieben mit Dreh- und Schubgelenken – Heutiger Entwicklungsstand und praktische Anwendung. Universität Siegen, Getriebetechnik-Kolloquium 2007.

[6] BRAUNE, R.: Das Konzept „Bearbeitungsstrategie“ – Bemerkungen zu einem klassischen Ansatz für die Auslegung von komplexen Koppelgetrieben in einer neuen rechnergestützten Entwicklungsumgebung. Wiss. Z. TU Dresden 50 (2001) Heft 3, S. 44-52.

[7] BRAUNE, R.: Auslegung von Zwei-Räder-Koppelgetrieben mit Hilfe von Genaulagen-Synthese. Universität Siegen, Festschrift zum 60. Geburtstag von Prof. Lohe, 2010.

Bewegungsdesign für Kurvengetriebe mit Hilfe parametrisierter Bewegungsgesetze in der Mehrkörpersimulation

Dr.- Ing. Henning Niggemann
Heidelberger Druckmaschinen AG

Kurzfassung

Das Bewegungsdesign für Kurvengetriebe oder Mechanismen mit gesteuerten Antrieben legt die erreichbare Arbeitsgeschwindigkeit und Bewegungsgenauigkeit maßgeblich fest. Je nach Anwendung erfolgt die Auslegung von Bewegungen mit Hilfe unterschiedlicher mathematischer Ansätze.

Etablierte Methoden sind die abschnittweise Definition von Übertragungsfunktionen auf Basis von Polynombewegungsgesetzen, die Beschreibung von Bewegungen durch Splines oder die harmonische Synthese.

Im Bereich Getriebetechnik/Simulation der Heidelberger Druckmaschinen AG wurde ein Programmsystem zur Auslegung von Polynom-Bewegungsfunktionen durch Kopplung von Bewegungsdesign und Mehrkörpersimulation entwickelt. Das System ermöglicht eine Parametrisierung von Bewegungsgesetzen im Simulationsmodell eines Getriebes, die effiziente, automatische Simulation von Bewegungsdesign-Varianten und die Bewegungsoptimierung nach beliebigen mechanischen Messgrößen der Mehrkörpersimulation.

Am Beispiel des Vordermarkengetriebes einer Bogenoffsetdruckmaschine wird der entsprechende Auslegungsprozess vorgestellt. Insbesondere wird gezeigt, dass die Methode zu äußerst günstigen Lösungen führen kann, die mit herkömmlichen Ansätzen des Bewegungsdesign nur schwer gefunden werden können.

1 Rechnergestützter Auslegungsprozess für Kurvengetriebe in Druckmaschinen

An Kurvengetriebe in Druckmaschinen werden höchste Anforderungen an die Bewegungsgeschwindigkeit und –genauigkeit gestellt. Zulässige Bewegungsfehler der angetriebenen Arbeitsorgane durch Bauteiltoleranzen, durch Spiele in Lagern und Führungen oder durch elastische Deformation der Getriebeglieder liegen auch bei den heute geforderten Druckgeschwindigkeiten bis 18000 Bögen/h häufig im Bereich weniger 1/100 mm oder sogar im µm-Bereich.

Im Auslegungsprozess eines Kurvengetriebes ist daher eine sehr detaillierte Abbildung des mechanischen Systems mit Hilfe leistungsfähiger Simulationsprogramme erforderlich. In Kombination mit Syntheseprogrammen für Kurvengetriebe erlaubt die Simulation eine zuverlässige Bewertung von Getriebevarianten und stellt die Grundlage einer Getriebeoptimierung dar.

1.1 Softwareumgebung

Bild 1 zeigt die Softwareumgebung, die im Bereich Getriebetechnik/ Simulation der Heidelberger Druckmaschinen AG zur Auslegung von Kurvengetrieben eingesetzt wird.

Ausgehend von der Bewegungsaufgabe erfolgt zunächst eine Vorauslegung der Übertragungsfunktionen des Kurvengetriebes, die Festlegung der kinematischen Hauptabmessungen und die Berechnung der Kurvenscheibenkontur. Die entsprechenden Rechnerprogramme *HDKurve* und *Bewegungsgenerator* sind Entwicklungen des Bereichs Getriebetechnik/Simulation. Sie unterstützen vor allem das Bewegungsdesign auf Basis polynomischer Bewegungsgesetze. Darüber hinaus steht eine Lizenz des Auslegungsprogramms *Optimus Motus* der Firma Nolte NC Kurventechnik zur Verfügung, für die harmonische Synthese wird das Programm *mHSL* eingesetzt.

Die berechneten Kurvengeometriedaten werden im CAD-System *Unigraphics NX* zur 3D-Modellierung der entsprechenden Bauteile sowie zur Erstellung aller nötigen Fertigungsunterlagen weiterverarbeitet.

Im MKS-Programm *ADAMS* dienen sie zur kinematischen und dynamischen Modellierung des Rolle-Kurve-Kontaktes.

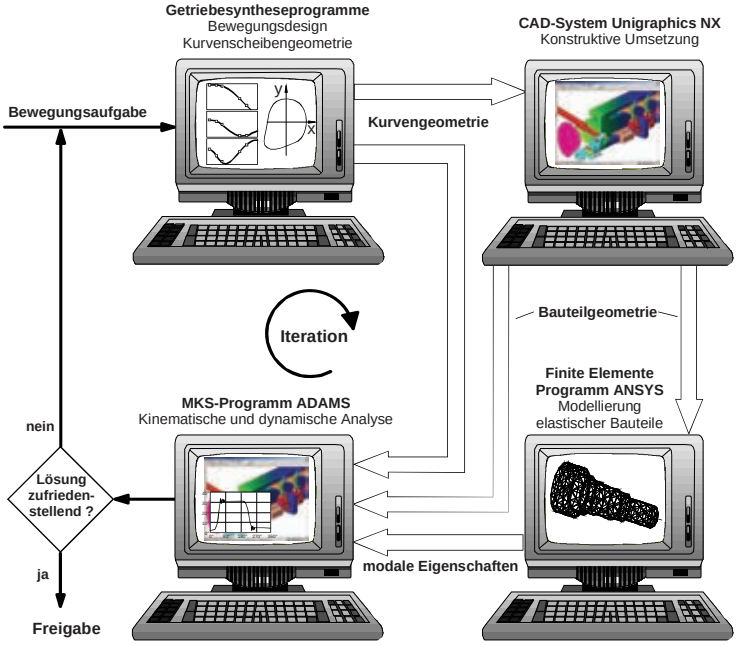


Bild 1: Rechnergestützte Getriebeauslegung

Sollen geometrisch komplexe Getriebeglieder im Mehrkörpermodell flexibel abgebildet werden, führt der Weg vom CAD- zum MKS-System über das FE-Programm *ANSYS*. Hier erfolgt die Vernetzung der Bauteilgeometrie sowie die Berechnung der entsprechenden Eigenformen und Eigenfrequenzen. Die Mehrkörpersimulation verwendet diese Daten für eine modale Repräsentation der elastischen Bauteileigenschaften.

Im MKS-Programm *ADAMS* erfolgt schließlich die Verbindung der Getriebeglieder durch starre oder nachgiebige Gelenke, ggf. auch die Abbildung von Lagerspiel und –reibung, die Definition der Rolle-Kurve-Kontakte mit ihren elastischen Eigenschaften, die Vorgabe äußerer Kräfte und Momente sowie die Festlegung der Antriebe.

Kritische Parameter des Mehrkörpermodells wie Kontaktsteifigkeiten, Dämpfungen und Reibwerte werden in der Regel in Zusammenarbeit mit

dem Bereich Messtechnik fundiert ermittelt. Das abgeglichene Mehrkörpermodell eines Kurven- bzw. Kurven-/Koppelgetriebes leistet damit eine zuverlässige Vorhersage des Betriebsverhaltens und liefert mechanische Zielgrößen für die Bewertung eines Getriebeentwurfs. Beispiele solcher Zielgrößen sind Bewegungsfehler des angetriebenen Arbeitsorgans durch Schwingungen, Gelenkkräfte, Antriebskräfte und –momente oder die Kräfte bzw. Pressungen in den Kurvengelenken. Die Getriebeoptimierung bis zur Freigabe, insbesondere die möglichst optimale Bewegungsauslegung, ist in der Regel ein iterativer Prozess (Bild 1) aus Variation, Simulation und Bewertung der berechneten Zielgrößen.

1.2 Bewegungsdesign

Im rechnergestützten Auslegungsprozess gemäß Abschnitt 1.1 werden überwiegend die in **Bild 2** dargestellten Bewegungsdesign-Werkzeuge eingesetzt.

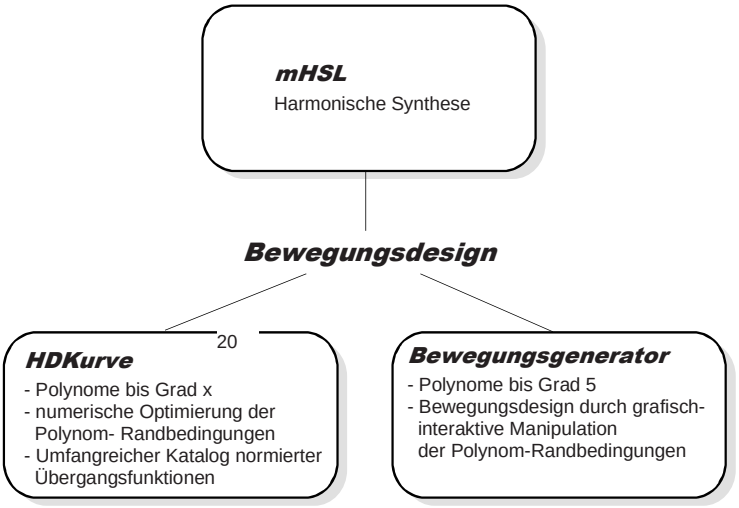


Bild 2: Ansätze zum Bewegungsdesign

Das Bewegungsdesign auf Basis von Polynom-Bewegungsgesetzen mit den Programmen *HDKurve* und *Bewegungsgenerator* soll im Mittelpunkt der folgenden Betrachtungen stehen.

Das Programm *HDKurve* bietet zur Auslegung der Übertragungsfunktionen eines Kurvengetriebes zunächst einen umfangreichen Katalog normierter Übergangsfunktionen zwischen vorgegebenen Randpunkten eines Bewegungsabschnittes an. Daneben erlaubt es die flexible Beschreibung von Bewegungen mit Polynom-Übergangsfunktionen bis zum Grad 20, deren Randbedingungen in Kombination mit einem numerischen Optimierer nach verschiedenen Kriterien ermittelt werden können.
Das Programm *Bewegungsgenerator* verfolgt den Ansatz der grafisch-interaktiven Bewegungsauslegung. Das Programm setzt die Übertragungsfunktion 0. Ordnung des Kurvengetriebes aus Polynomen 5. Grades zusammen. Bei einer Verschiebung der entsprechenden Randpunkte im Hub-, Geschwindigkeits-, und Beschleunigungsverlauf per drag & drop wird die Darstellung der entsprechenden Übertragungsfunktionen sofort aktualisiert. Unter Ausnutzung zulässiger Toleranzbereiche der Polynom-Randbedingungen ist es mit einiger Erfahrung möglich, Übertragungsfunktionen mit günstigem Beschleunigungs- und Ruckverlauf grafisch interaktiv zu gestalten.

1.3 Automatisierung der Variation von Bewegungsgesetzen im rechnergestützten Auslegungsprozess

Sowohl das Programm *HDKurve* als auch der *Bewegungsgenerator* unterstützen zunächst eine Optimierung der Übertragungsfunktionen eines Kurvengetriebes nach mathematischen Kriterien wie dem Maximum der Übertragungsfunktionen 2. bzw. 3. Ordnung. Ebenso werden häufig möglichst „sanfte“ Bewegungen mit stetigen oder sogar differenzierbaren Beschleunigungs- und Ruckverläufen angestrebt.
Dahinter steht die in vielen Fällen auch zutreffende Vorstellung, dass derartige Eigenschaften auch positiv auf die funktionsbestimmenden mechanischen Zielgrößen der Getriebeauslegung wie Schwingungen, Gelenk- und Kontaktkraftverläufe oder Antriebsmomente wirken.
Bei der simulationsgestützten Getriebeauslegung gemäß Bild 1 wurde jedoch insbesondere beim grafisch-interaktiven Bewegungsdesign die Erfahrung gemacht, dass subjektiv als günstig erachtete Bewegungsverläufe

keineswegs immer zufriedenstellende Simulationsergebnisse liefern. Das Streben nach besonders „sanften“ Übertragungsfunktionen, besonders niedrigen Beschleunigungen oder geringen Maxima im Ruck verstellt in einigen Fällen eher den Weg zu technisch besonders günstigen Lösungen. So können Sprünge im Beschleunigungsverlauf durchaus schädliche Schwingungen bekämpfen und dies bei geeigneter Abstimmung von Sprunghöhen und -zeitpunkten sogar robust über einen weiten Bereich der Arbeitsgeschwindigkeit des Getriebes.
Um entsprechende Lösungen zu finden ist es in der Regel erforderlich, zahlreiche Bewegungsdesign-Varianten in der Simulation zu testen. Der iterative Auslegungsprozess von Bewegungsdesign, Berechnung der Kurvenscheibengeometrie und Simulation gemäß Bild 1 gestaltet sich dabei häufig zeitraubend. Wird das Bewegungsdesign, die Berechnung der Kurvengeometrie, die Übertragung der Daten ins Mehrkörpermodell und die Simulation „von Hand“ durchgeführt, muss meist nach vergleichsweise wenigen Versuchen die Entscheidung für eine praxistaugliche Variante getroffen werden. Das Optimierpotential wird häufig nicht ausgeschöpft.

Im Bereich Getriebetechnik/Simulation der Heidelberger Druckmaschinen AG wurde daher ein Rechnerprogramm zur Parametrisierung der Übertragungsfunktionen eines Kurvengetriebes, Generierung sinnvoller Bewegungsdesign-Varianten und vollständig automatisierten Abarbeitung der entsprechenden Simulationsläufe in *ADAMS* entwickelt. Der definierte Parameterraum für die Randpunkte von Bewegungsabschnitten kann damit automatisch und engmaschig nach dem besten Bewegungsdesign abgesucht werden. Die Arbeitsweise des Programmsystems ist in **Bild 3** schematisch dargestellt.

Basis des Bewegungsdesign ist eine abschnittweise durch Polynome 5. Grades definierte Startlösung für die Übertragungsfunktion 0. Ordnung eines Kurvengetriebes. Für die Designstudie können im ersten Schritt beliebige Randpunkte der Bewegungsabschnitte als variabel definiert werden. Den entsprechenden Antriebswinkeln, Hüben, Abtriebsgeschwindigkeiten und -beschleunigungen werden dabei zulässige Wertebereiche zugewiesen.

In dem entsprechenden Parameterraum werden im zweiten Schritt sinnvolle Bewegungsdesign-Varianten generiert. Hierzu können verschiedene Auswahlkriterien wie die Maxima von Geschwindigkeit, Beschleunigung und

Ruck oder eine maximale Bogenlänge des Beschleunigungsverlaufs herangezogen werden.

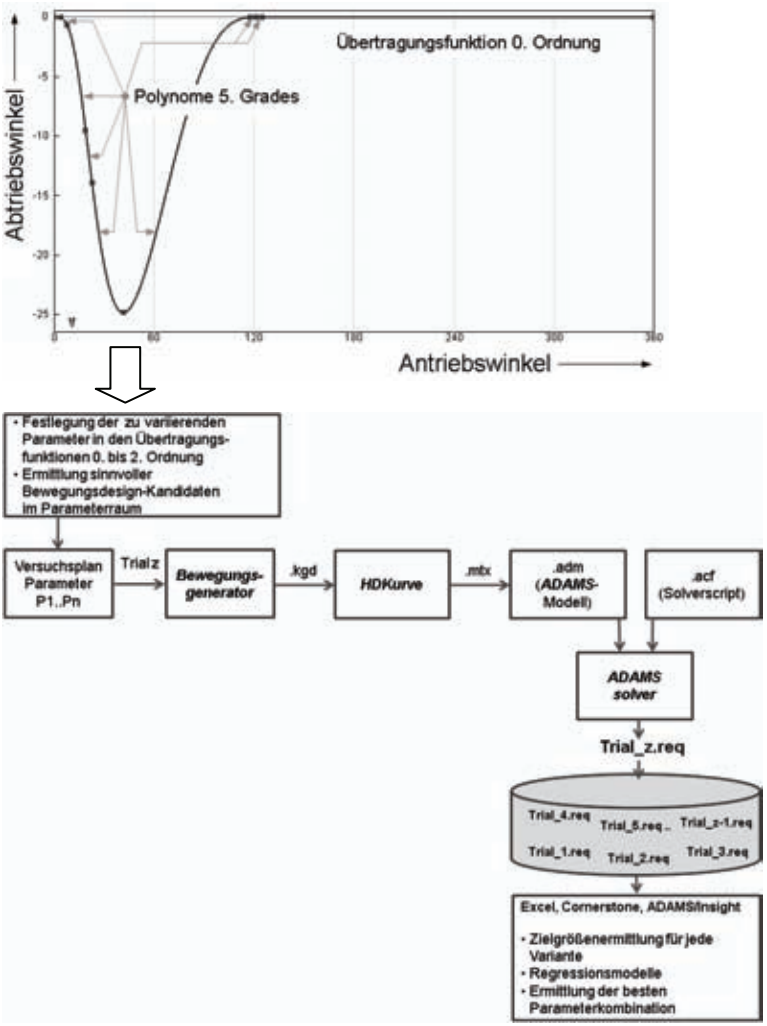


Bild 3: Automatische Bewegungsdesign-Variation und Mehrkörpersimulation

Die Parametersätze der ausgewählten Bewegungsdesign-Varianten bilden den Versuchsplan, der nun vollständig automatisch abgearbeitet werden kann. Die einzelnen Parametersätze werden hierzu nacheinander an das Programm *Bewegungsgenerator* übergeben. Es übersetzt die Daten in einen Kurvengetriebedatensatz **.kgd* für das Programm *HDKurve*. Dort erfolgt die Berechnung der Kurvenscheibengeometrie. Anschließend werden im *ADAMS*-Modell die Geometriedaten der Kurvenscheibe entsprechend ersetzt und der in einem *ADAMS*-Solverscript definierte Simulationslauf wird angestoßen. Als Ergebnis speichert *ADAMS* für jede Bewegungsdesignvariante eine Datei **.req* mit den interessierenden Zielgrößen der Getriebeauslegung. Zielgrößen wie Abtriebswege, -geschwindigkeiten oder –beschleu-nigungen des elastisch modellierten Getriebes, Kraft- und Momenten-verläufe oder Pressungen im Rolle-Kurve-Kontakt müssen zuvor in *ADAMS* definiert werden.

Die Daten stehen im weiteren Verlauf für die Analyse und Auswahl der besten Bewegungsdesign-Variante zur Verfügung.

Am Beispiel des Vordermarkengetriebes einer Bogenoffset-Druckmaschine wird im Folgenden gezeigt, dass die automatisierte, MKS-gestützte Variation von Bewegungsgesetzen schnell und effektiv zu günstigen Lösungen führen kann, die auch mit einiger Erfahrung im Bewegungsdesign auf herkömmlichem Weg nur sehr schwer gefunden werden können.

2 Anwendungsbeispiel Vordermarkengetriebe einer Bogenoffsetdruckmaschine

Eine Bogenoffset-Druckmaschine besteht aus drei wesentlichen Baugruppen, dem Bogenanleger, den Druckwerken und dem Bogenausleger (**Bild 4**). Im Anleger werden die gestapelten Papierbögen vereinzelt und über einen Tisch zum ersten Druckwerk gefördert. Bevor die einzelnen Bögen von einem Vorgreifersystem erfasst, auf Umfangsgeschwindigkeit der Druckzylinder beschleunigt und an den Zuführzylinder übergeben werden, müssen sie in Bogenlaufrichtung exakt ausgerichtet werden. Der Anleger fördert die Bögen daher zunächst gegen Anschläge, die auch als *Vordermarken* bezeichnet werden. Nach Ausrichtung der Bogenvorderkante und Schließen der Vorgreifer schwenken die Vordermarken ab und geben den Bogenlauf in die Maschine frei.

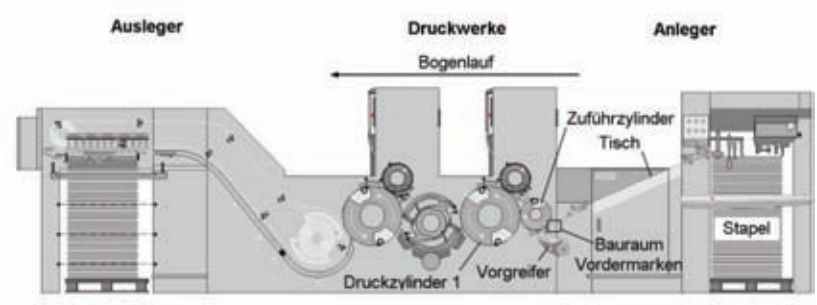


Bild 4: Bogenoffset-Druckmaschine

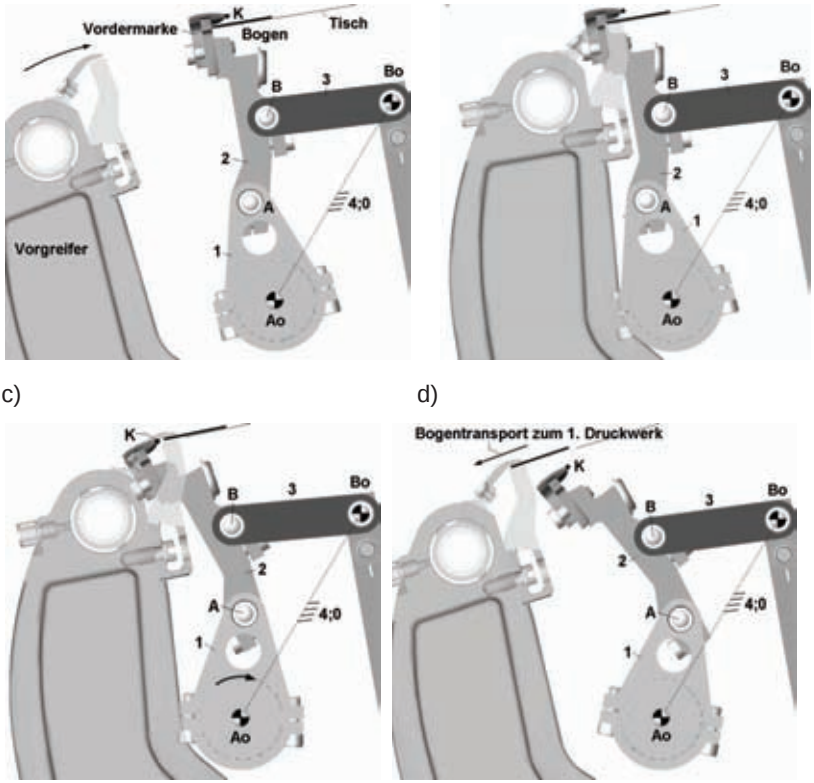
Die Arbeitsweise der Vordermarken ist in **Bild 5** dargestellt. Bei dem hier betrachteten System wird eine Vordermarke durch die Koppel 2 eines Viergelenks A_0ABB_0 gebildet. Bild 5a zeigt die Getriebestellung in der Ausrichtphase des Bogens. Die Vordermarke steht still vor dem Anlegertisch und die Bogenvorderkante liegt an. Der Vorgreifer schwenkt in dieser Phase gegen die Bogenlaufrichtung und erfasst schließlich den Bogen (Bild 5b). Durch eine Drehung der Schwinge 1 des Viergelenks A_0ABB_0 im Uhrzeigersinn wird der Koppelpunkt K um die Bogenvorderkante herumgeführt, die Vordermarke taucht unter die Bogenlaufebene und gibt den Bogenlauf zum ersten Druckwerk frei (Bild 5c,d). Während der Vorgreifer den Bogen auf Maschinengeschwindigkeit beschleunigt und an das Greifersystem des Zuführzylinders (Bild 4) übergibt, schwenken die Vordermarken wieder an den Anlegertisch zurück und es erfolgt die Ausrichtung des nächsten Bogens.

Über der Maschinenbreite sind im vorliegenden Fall 16 Vordermarken verteilt. Die entsprechenden Schwingen 1 sind auf einer gemeinsamen, im Gestell gelagerten Welle angeordnet. Die Schwenkbewegung der Welle mit den nebeneinander angeordneten Schwingen 1 wird durch ein dreigliedriges Kurvengetriebe erzeugt. **Bild 6** zeigt das MKS-Modell mit Definition des Antriebswinkels φ und des Abtriebswinkels ψ.

Moderne Bogenoffsetmaschinen verarbeiten heute bis zu 18000 Bögen/h (5 Bögen/s), wobei höchste Anforderungen an die Reproduzierbarkeit der Bogenlage im Vorgreifersystem und damit an die Bogenausrichtung gestellt

werden. Die geforderte Lagegenauigkeit von Bogen zu Bogen in Bewegungsrichtung liegt in der Größenordnung 10µm.

a) b)



c) d)

Bild 5: Zusammenspiel von Vordermarken und Vorgreifer

a) Bogenausrichtung (Vordermarken stehen still)
b) Vorgreifer erfasst Bogen
c) Vordermarken schwenken vom Anlegertisch ab
d) Vorgreifer beschleunigt den Bogen

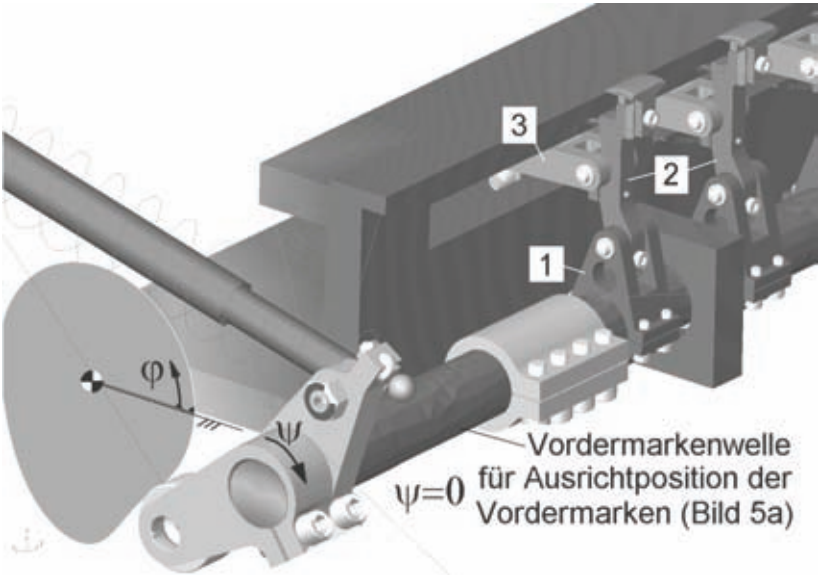


Bild 6: Kurvengetriebe für den Vordermarkenantrieb

3 Bewegungsdesign für das Vordermarkengetriebe

3.1 Bewegungsvorgaben

Im Bewegungsplan (**Bild 7**) werden zunächst die Vorgaben für den Bewegungsablauf beschrieben. Die dargestellten Punkte der Übertragungsfunktion 0.Ordnung sind jeweils mit einer entsprechenden Angabe zur Charakterisierung der Bewegungsaufgabe (R = Rast, B = allgemeine Bewegung, U = Umkehr) gekennzeichnet. Ausgehend von der Vordermarkenposition am Anlegertisch (Bild 5a) mit dem Antriebswinkel $\varphi = 0°$ und dem Abtriebswinkel $\psi = 0°$ beschreiben die Punkte P_0 bis P_5 das Abschwenken der Vordermarken bis zur Getriebestellung gemäß Bild 5d. Die Vorgaben P_1 bis P_4 stellen dabei sicher, dass eine Kollision der Vordermarken mit dem Bogen und dem Vorgreifersystem ausgeschlossen ist. Die entsprechenden Antriebs- und Abtriebswinkel sind jedoch, ebenso wie die zugehörigen Werte der Übertragungsfunktionen 1. und 2. Ordnung, in Grenzen variabel.

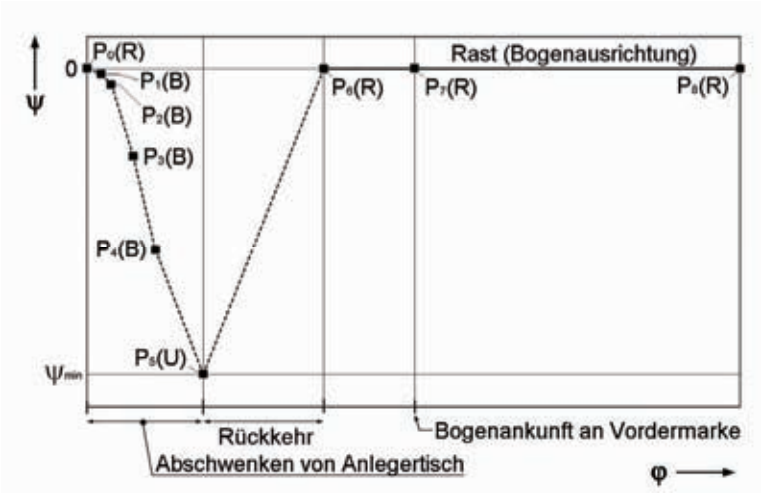


Bild 7: Vorgaben für die Vordermarkenbewegung

Im Bewegungsabschnitt vom Umkehrpunkt P_5 bis zum Rastbeginn P_6 erfolgt die Rückbewegung der Vordermarken an den Anlegertisch. Es folgt die Rast zur Bogenausrichtung mit dem Bogenankunftspunkt P_7. Die beim Bewegungsdesign fest vorgegebenen sowie die in Grenzen variablen Größen sind in **Tabelle 1** gekennzeichnet.

Punkt	Bewegungsaufgabe	φ	ψ	$d\psi/d\psi$	$d^2\psi/d\varphi^2$
P_0	Rast	0	0	0	0
P_1	Allg. Bewegung	variabel	variabel	variabel	variabel
P_2	Allg. Bewegung	variabel	variabel	variabel	variabel
P_3	Allg. Bewegung	variabel	variabel	variabel	variabel
P_4	Allg. Bewegung	fest	fest	fest	variabel
P_5	Umkehr	fest	fest	0	variabel
P_6	Rast	fest	fest	0	0
P_7	Rast	fest	fest	0	0

Tabelle 1: Fest vorgegebene und in Grenzen variable Größen der Bewegung

3.2 Anforderungen an das dynamische Verhalten und Zielgröße des Bewegungsdesign

Bei hohen Druckgeschwindigkeiten werden Torsionsschwingungen der einseitig angetriebenen Vordermarkenwelle (Bild 6) angeregt. In der Rastphase für die Bogenausrichtung kommt es damit zu störenden Schwingungen der Vordermarken in Bogenlaufrichtung. Um die drucktechnischen Anforderungen der Bogenausrichtung zu erfüllen, müssen diese Schwingungen bei Bogenankunft an den Vordermarken (Punkt P_7 im Bewegungsplan) auf einen zulässigen Grenzwert abgeklungen sein.

Zur Bewertung des dynamischen Verhaltens wird im Folgenden der Weg x_K des Vordermarkenpunktes K im gestellfesten x,y-Koordinatensystem betrachtet (**Bild 8**). Die x-Achse kennzeichnet dabei die Bogenlaufrichtung.

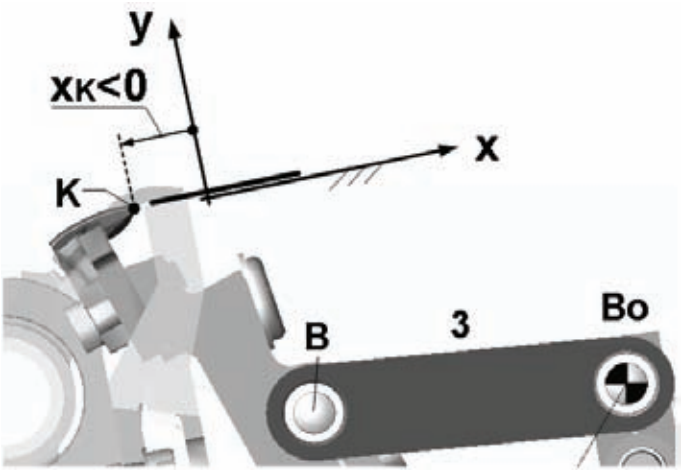


Bild 8: Definition des Weges x_K einer Vordermarke in Bogenlaufrichtung

Kritisch im Sinne unzulässiger Schwingungen ist die Vordermarke am freien Ende der Rollenhebelwelle (Bild 6), da hier die größten Amplituden auftreten. Der entsprechende Schwingweg Δx_K im Bewegungsabschnitt zwischen Bogenankunft (Punkt P_7, Bild 7) und Beginn des nächsten Bewegungszyklus (Punkt P_8, Bild 7), ist die Zielgröße der folgenden Betrachtungen und soll durch optimales Bewegungsdesign minimiert werden.

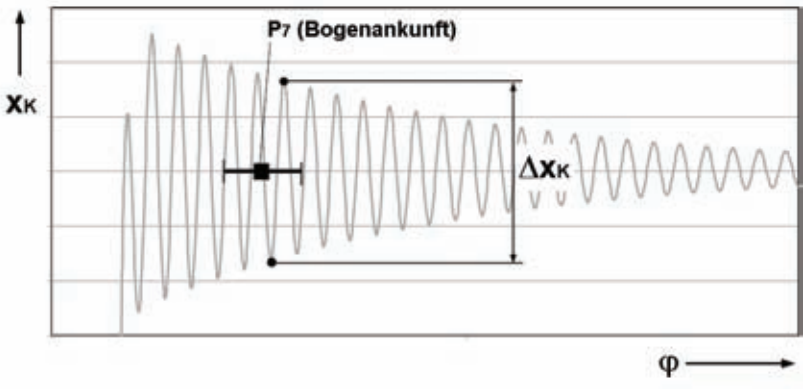


Bild 9: Schwingweg Δx_K der Vordermarke am freien Wellenende als Qualitätskriterium für das Bewegungsdesign

3.3 Bewegungsdesign-Methode und Startdesign

Die störenden Abweichungen von der gewünschten Rast (Bild 9) werden durch Torsionsschwingungen der Vordermarkenwelle in ihrer 1. Eigenform sowie durch Lagerspiele hervorgerufen. Zunächst erscheint es naheliegend, ein günstiges dynamisches Verhalten durch Einsatz eines HS-Profils zu erreichen. Die Bewegung zeichnet sich jedoch durch eine vergleichsweise lange Rast aus, die bei der harmonischen Synthese nicht mehr exakt auf der Kurvenscheibe abgebildet wird. Zusammen mit Rundlauffehlern der Kurvenrolle sowie Fertigungstoleranzen der Kurvenscheibe ergeben sich bereits bei niedrigen Druckgeschwindigkeiten rein kinematisch bedingte grenzwertige Bewegungsfehler. Daher wurde zunächst versucht, eine geeignete Bewegung mit exakter Rast auszulegen.

Mit dem Programm *Bewegungsgenerator* zum grafisch interaktiven Bewegungsdesign erfolgte die Startauslegung. Die vorgegebenen Punkte des Bewegungsplans werden hierbei durch Polynome 5. Grades verbunden. Unter Ausnutzung zulässiger Toleranzbereiche für die Bewegungsvorgaben (Kennzeichnung „*variabel*“ in Tabelle 1) wurde zunächst eine möglichst „sanfte“ Bewegung mit stetigem Ruckverlauf bei gleichzeitig geringen Beschleunigungswerten angestrebt. **Bild 10** zeigt die Startauslegung für die Bewegungsphase der Vordermarken bis zum Rastbeginn.

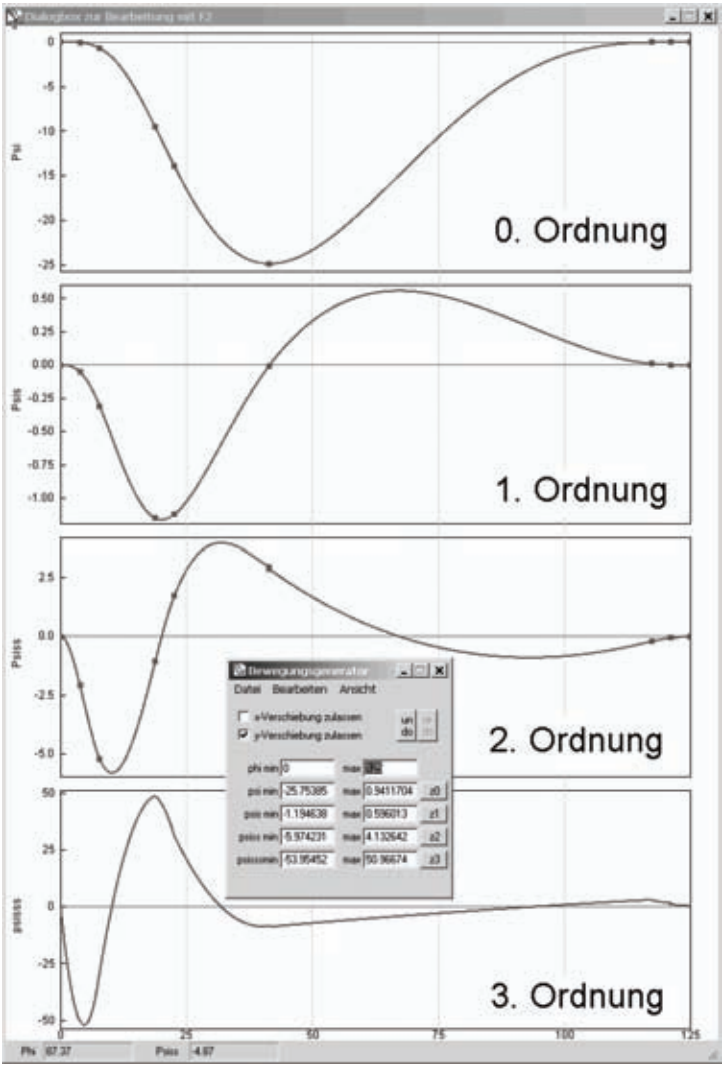


Bild 10: Startauslegung im Programm *Bewegungsgenerator*

Nach Berechnung der entsprechenden Kurvenscheibe und Import der Kurvendaten ins ADAMS-Modell des Vordermarkengetriebes wurde der Schwingweg Δx_k (Bild 8) für den praxisrelevanten Bereich der Druckgeschwindigkeit berechnet. **Bild 11** zeigt den Verlauf des Verhältnisses $\Delta x_k/\Delta x_{k,zul}$ des simulierten und des drucktechnisch zulässigen Schwingwegs über der Druckgeschwindigkeit.

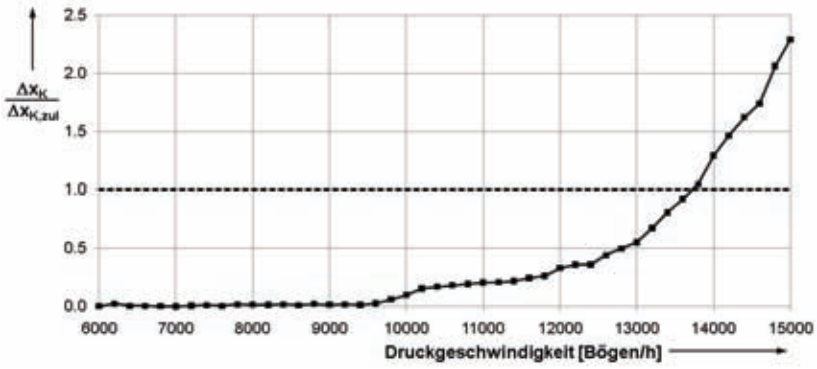


Bild 11: Verhältnis aus simuliertem und zulässigem Schwingweg für Druckgeschwindigkeiten von 6000 bis 15000 Bögen/h

Es ist zu erkennen, dass ab einer Druckgeschwindigkeit von ca. 13700 Bögen/h unzulässig hohe Schwingungen der Vordermarke am freien Wellenende auftreten. Bei Maximalgeschwindigkeit wird der zulässige Schwingweg $\Delta x_{k,zul}$ um den Faktor 2,3 Überschritten. Durch Variation der Übertragungsfunktionen des Kurvengetriebes soll das dynamische Verhalten nun verbessert werden

3.4 MKS-gestützte Designstudie der parametrisierten Übertragungsfunktionen

Zur Durchführung einer Designstudie für Bewegungsgesetze im *ADAMS*-Modell eines Kurvengetriebes wurde ein Rechnerprogramm entwickelt, das den Ablauf gemäß Bild 3 steuert. Es führt den Anwender durch die folgenden Arbeitsschritte:



Bild 12: Designstudie der Vordermarkenbewegung

Im vorliegenden Fall wurden die in Tabelle 1 als *variabel* gekennzeichneten Randbedingungen der Bewegungsabschnitte mit Ausnahme der Beschleunigung im Umkehrpunkt P_5 als Parameter der Designstudie freigegeben und mit Toleranzbereichen versehen. Im Rahmen der Untersuchung werden somit 13 Parameter variiert. Würde man nun z.B.

jeden Parameter in seinem Toleranzbereich auf drei Stufen (Minimum, Mittelwert, Maximum) betrachten und eine vollfaktorielle Parametervariation durchführen, so müssten $3^{13} \approx 1{,}6$ Mio. Bewegungsdesign-Varianten simuliert werden. Die meisten Varianten wären dabei wohl unbrauchbar, da Wege, Geschwindigkeiten und Beschleunigungen nicht „zueinander passen" und zu äußerst ungünstigen Beschleunigungsverläufen führen würden.

Es besteht also die Aufgabe, den Parameterraum zunächst sinnvoll einzuschränken und innerhalb dieses Raums potentiell sinnvolle Bewegungsdesign-Kandidaten auszuwählen.

Im vorliegenden Beispiel lässt die Software nur Parameterkombinationen zu, bei denen die Bogenlänge des Beschleunigungsverlaufs um weniger als 5% vom Wert des Startdesigns (Bild 10) abweicht. Zur beispielhaften Darstellung eines Effekts dieser Vorgabe zeigt **Bild 13** einen ebenen Schnitt durch den Parameterraum für den Punkt P_1 des Bewegungsplans (Bild 7). Dargestellt ist die Variation der bezogenen Winkelgeschwindigkeit und der bezogenen Winkelbeschleunigung des Punktes P_1. Die im Rahmen der Designstudie betrachteten Varianten können zunächst prinzipiell in einem rechteckigen Parameterraum liegen, der durch die vorgegeben Toleranzbereiche der Bewegungsabschnitt-Randbedingungen gegeben ist.

Es ist jedoch zu erkennen, dass die Einschränkung der Bogenlänge des Beschleunigungsverlaufs zwei „gegenüberliegende Ecken" dieses Rechtecks abschneidet. Innerhalb des verbleibenden Parameterraums liegen zulässige Wertkombinationen für Geschwindigkeit und Beschleunigung im Randpunkt P_1 auf diskreten, linearen Bändern.

Unter Berücksichtigung der beschriebenen Einschränkungen ermittelt die Software im vorliegenden Fall 377 potentiell sinnvolle Bewegungsdesign-Varianten. Die Berechnung der entsprechenden Kurvenscheibenkonturen, die Übertragung der Konturen ins ADAMS-Modell, die Abarbeitung der Simulationsläufe und die Abspeicherung der Zielgröße „Vordermarken-Schwingweg" Δx_k geschieht vollautomatisch.

Im Folgenden sollen nun zwei der insgesamt 377 untersuchten Varianten näher betrachtet werden.

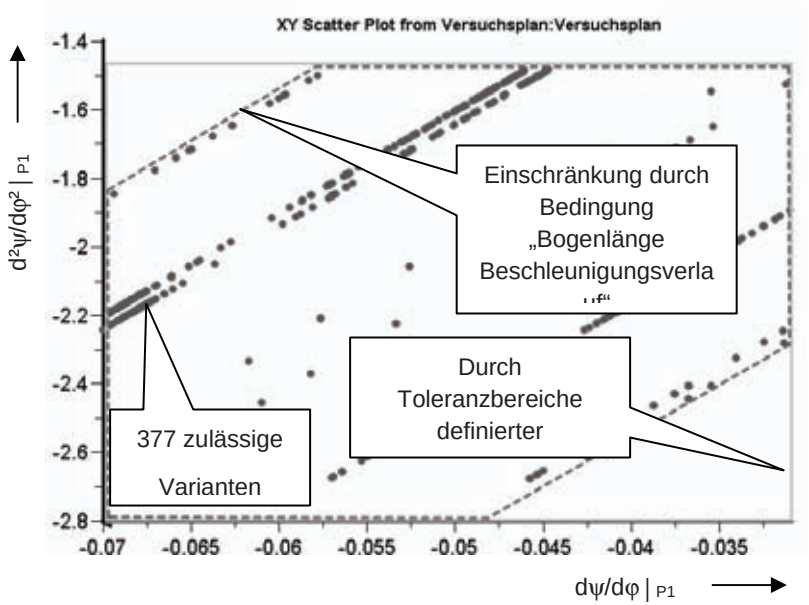


Bild 13: Einschränkung des Parameterraums am Beispiel der Geschwindigkeit und Beschleunigung für den Randpunkt P_1 des Bewegungsplans

3.5 Ergebnis der Parameterstudie

Da bei Druckmaschinen - insbesondere bei der hier betrachteten Baureihe – in der Praxis häufig die Maximalgeschwindigkeit ausgenutzt wird, soll zunächst die ermittelte Bewegungsdesign-Variante mit dem kleinsten Vordermarken-Schwingweg bei 15000 Bögen/h betrachtet werden. Das Verhalten der entsprechenden Bewegungsdesign-Variante Nr. 230 ist in **Bild 14** für den gesamten Bereich der Druckgeschwindigkeit dargestellt. Bei niedrigen Druckgeschwindigkeiten zeigt das Startdesign (Übertragungsfunktionen gemäß Bild 10) zwar Vorteile, jedoch wird der zulässige Vordermarken-Schwingweg bei Bewegungsdesign-Variante Nr. 230 für hohe Druckgeschwindigkeiten nicht mehr überschritten. Die drucktechnischen Vorgaben werden im gesamten Geschwindigkeitsbereich eingehalten.

Ab einer Druckgeschwindigkeit von 13600 Bögen/h ergeben sich geringere Schwingungen als beim Startdesign, bei Maximalgeschwindigkeit zeigt die Variante 230 eine überlegene Laufruhe.

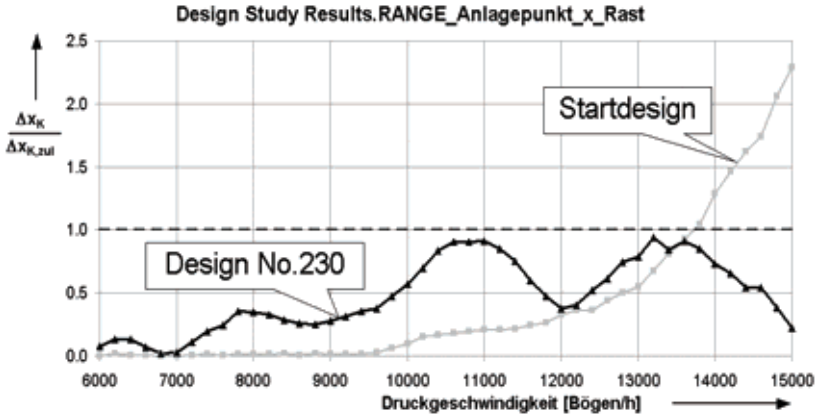


Bild 14: Vordermarken-Schwingweg für Bewegungsdesign-Variante 230 im Vergleich zum Startdesign

Bild 15 zeigt nun die Übertragungsfunktionen nullter, zweiter und dritter Ordnung der Bewegungsdesign-Variante Nr. 230 im Antriebswinkelbereich $0° \leq \varphi \leq 45°$. Bemerkenswert gegenüber dem Startdesign ist die vergleichsweise hohe Unruhe im Beschleunigungs- und Ruckverlauf. Während das Startdesign sogar im Ruck stetig ist, erscheint Bewegungsdesign 230 mit den zahlreichen Sprüngen hier deutlich ungünstiger. Bei herkömmlichen Methoden zum Bewegungsdesign, insbesondere bei der grafisch – interaktiven und eher intuitiven Methode, wäre diese Variante wohl als wenig aussichtsreich verworfen worden.

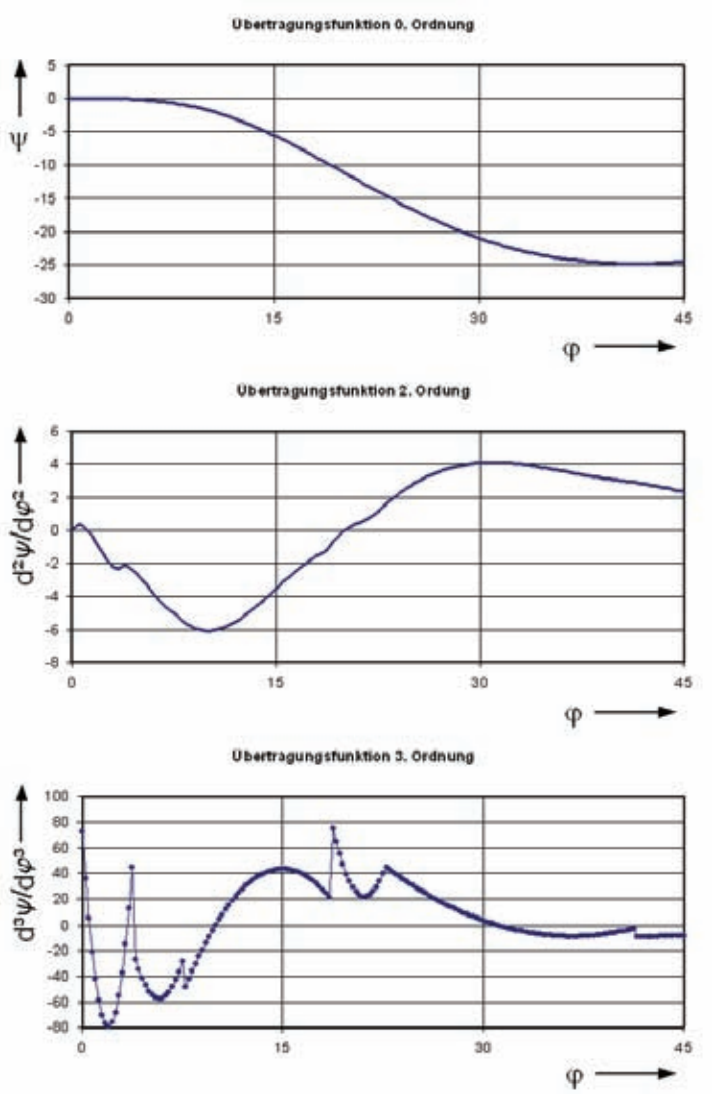


Bild 15: Übertragungsfunktionen nullter, zweiter und dritter Ordnung der Bewegungsdesign-Variante 230.

Etwas unbefriedigend beim Bewegungsdesign gemäß Bild 15 sind die gegenüber der ursprünglichen Kurvenauslegung doch deutlich höheren Schwingungen bei niedrigen Druckgeschwindigkeiten (Bild 14). Daher soll eine weitere Variante vorgestellt werden, die unter dem Aspekt der Robustheit im Sinne einer Unempfindlichkeit des Vordermarken-Schwingweges gegenüber einer Druckgeschwindigkeitsänderung ausgewählt wurde. Die entsprechende Bewegungsdesign-Variante Nr. 12 führt bei Maximalgeschwindigkeit zwar zu etwas höheren Schwingwegen als Variante 230, sie zeigt jedoch ein wesentlich robusteres Verhalten und hält die drucktechnische Bedingung $\Delta x_k/\Delta x_{k,zul} < 1$ stets ein (**Bild 16**).

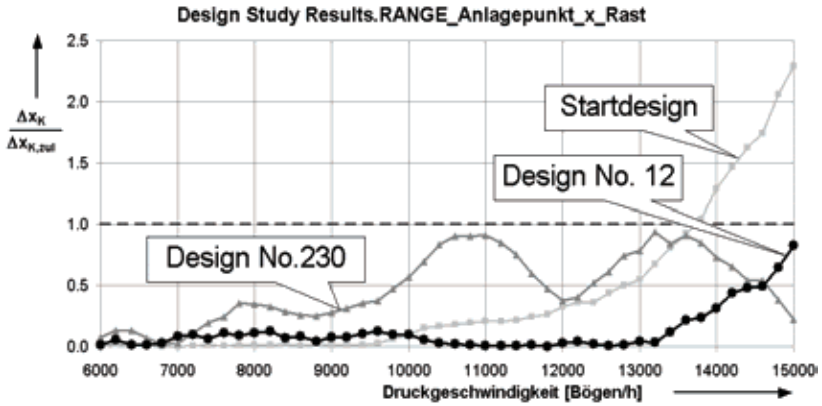


Bild 16: Robustes Verhalten der Bewegungsdesign-Variante 12.

Für Druckgeschwindigkeiten < 10000 Bögen/h zeigt Variante 12 nur ein marginal schlechteres Verhalten als das Startdesign. Im praxisrelevanten Bereich zwischen 10000 und 15000 Bögen/h ist sie gegenüber dem Startdesign ganz deutlich im Vorteil.

Das gegenüber der Startauslegung deutlich günstigere dynamische Verhalten wird auch hier trotz sprungbehaftetem Ruckverlauf erreicht (**Bild 17**).

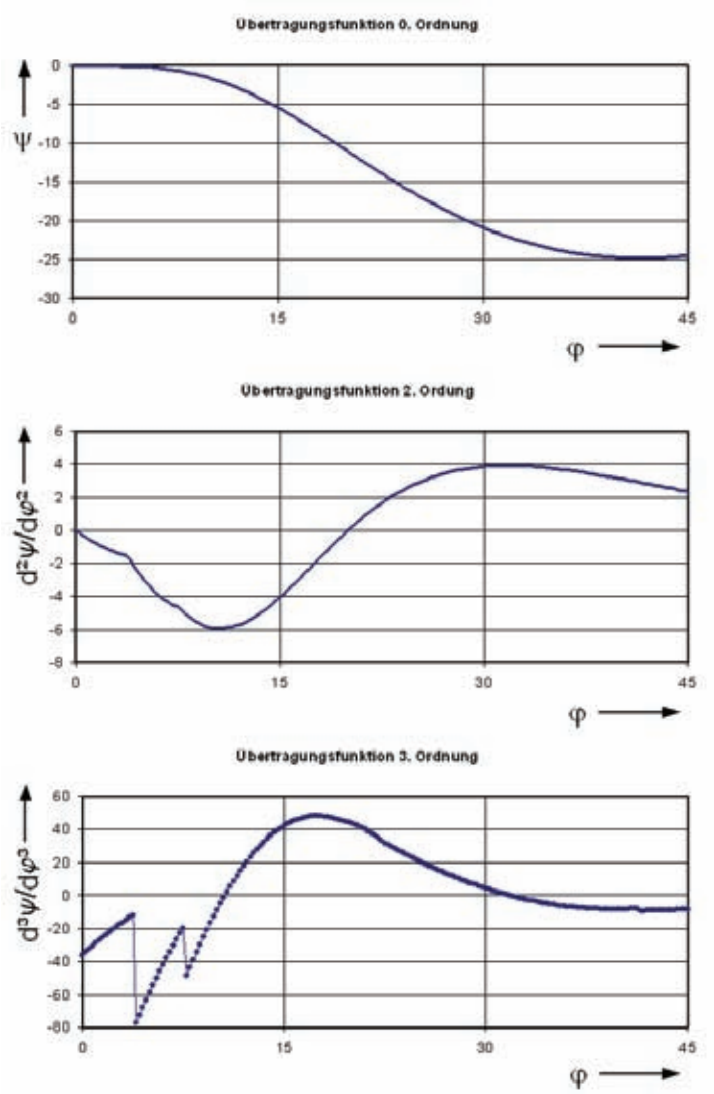


Bild 17: Bewegungsdesign-Variante Nr. 12

4 Fazit

Mit der vorgestellten Softwareumgebung zur Parametrisierung der Übertragungsfunktionen eines Kurvengetriebes werden Bewegungsdesign-Studien in der Mehrkörpersimulation ermöglicht. Das Mehrkörpermodell leistet dabei die Berechnung von drucktechnisch relevanten mechanischen Zielgrößen. Im Rahmen der Parametervariation und Simulation werden diese Kriterien, im dargestellten Beispiel der Vordermarken-Schwingweg, zur Bewertung der Bewegungsdesign-Varianten verwendet.

Die engmaschige automatische Variation von Bewegungsabschnitt-Randbedingungen führt im vorliegenden Beispiel zu Lösungen mit günstigem Schwingungsverhalten des Getriebes. Insbesondere wird eine Bewegungsdesign-Variante ermittelt, die trotz recht unruhigem Beschleunigungs- und Ruckverläuf deutlich geringere Schwingungen des Systems anregt, als die „sanfte“ Startauslegung mit stetiger Ruckfunktion. Das im Vergleich zur Startauslegung günstige Verhalten zeigt sich über den gesamten praxisrelevanten Druckgeschwindigkeitsbereich, so dass die dynamischen Anforderungen an das Getriebe erfüllt werden.

Koppelkurvenschrittgetriebe auf der Basis eines fünfgliedrigen Kurbelgetriebes

Prof. Dr.-Ing. Burkhard Corves (VDI), Dipl.-Ing. Guido Lonij, Dr.-Ing. Mathias Hüsing (VDI),

RWTH Aachen/Institut für Getriebetechnik und Maschinendynamik, Aachen

Kurzfassung

Auf der Basis eines fünfgliedrigen Kurbelgetriebes lassen sich unter bestimmten Randbedingungen bezüglich der kinematischen Abmessungen sowie des Übersetzungsverhältnisses zwischen den beiden Antriebskurbeln radiärsymmetrische Koppelkurven erzeugen, die dazu genutzt werden können, durch einen entsprechend dimensionierten und angelenkten zusätzlichen Zweischlag ein Schrittgetriebe zu erzeugen.

Im folgenden Beitrag wird nach einem kurzen Literaturabriss zu fünfgliedrigen Getrieben im Allgemeinen und deren Verwendung als Rast- oder Schrittgetriebe im Besonderen auf die Ermittlung der Krümmungseigenschaften der Koppelkurven fünfgliedriger Getriebe eingegangen, wobei mit Hilfe eines interaktiven Geometrieprogrammes auch gezeigt wird, inwieweit die geometrische Bestimmung der Krümmungseigenschaften dazu genutzt werden kann, um ein möglichst optimales Schrittgetriebe zu erzeugen.

1 Einleitung

Ausgehend von der Systematik mehrgliedriger ebener kinematischer Ketten mit einfachen Dreh- oder Schubgelenken, lässt sich bei fünf Getriebegliedern nur eine einzige kinematische Kette mit einem Laufgrad von F = 2 herleiten, aus der sich auch nur ein einziges fünfgliedriges Getriebe ergibt, da es völlig gleichgültig ist, welches Getriebeglied der fünfgliedrigen kinematischen Kette als Gestell festgelegt wird. Erst unter Berücksichtigung der verschiedenen Varianten, die sich ergeben, wenn zwischen Dreh- und Schubgelenken unterschieden wird, steigt die Variantenzahl an, wie ganz

aktuell in [Lijia2010] gezeigt. Dennoch spielen fünfgliedrige Getriebe in den einschlägigen Lehrbüchern der Getriebetechnik [Volmer1987, Luck1995, Hagedorn2009] eher eine untergeordnete Rolle insbesondere im Vergleich zu den viergliedrigen und sechsgliedrigen Getrieben. Dies, obwohl schon [Reuleaux1875] die Möglichkeiten der fünfgliedrigen Kette erkannt hatte: „*Als drittes und zugleich als allerletztes großes Beispiel sei noch die in Fig. 432 in allgemeiner Form dargestellte Kette vorgeführt, welche sehr merkwürdige Getriebe liefert. Sie ist eine ächte Zusammensetzung aus der einfachen Stirnräderkette (CzC2“) und zwei den Rädern angefügten Gliedern aus je zwei parallelen Cylinderpaaren*.“, siehe (**Bild 1**).

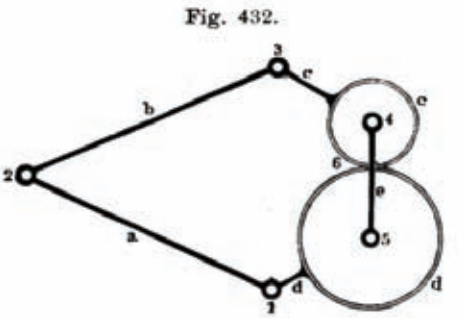


Bild 1: Kinematische Kette nach [Reuleaux1875]

An dieser Stelle sei darauf hingewiesen, dass die in Bild 1 gezeigte kinematische Kette zwar eine fünfgliedrige Kette darstellt, aber im Gegensatz zur fünfgliedrigen Kette mit fünf Einfachgelenken (Dreh- oder Schubgelenken) mit dem Laufgrad F=2, über ein zusätzliches Wälz- oder besser Kurvengelenk zwischen den Gliedern c und d verfügt, womit sich der Laufgrad F=1 ergibt.

Bezüglich der zuvor genannten Lehrbücher ist insbesondere auffällig, dass zu den dort vorgeschlagenen verschiedenen Analyse- und Syntheseverfahren fast keine Anwendungen zu fünfgliedrigen Getrieben vorgestellt werden. Zwar wird im Lehrbuch [Volmer1985] als Beispiel eines fünfgliedrigen Getriebes ein Filmgreifergetriebe vorgestellt (**Bild 2**), allerdings sind dort keine näheren Angaben zur Synthese dieses Getriebes zu finden.

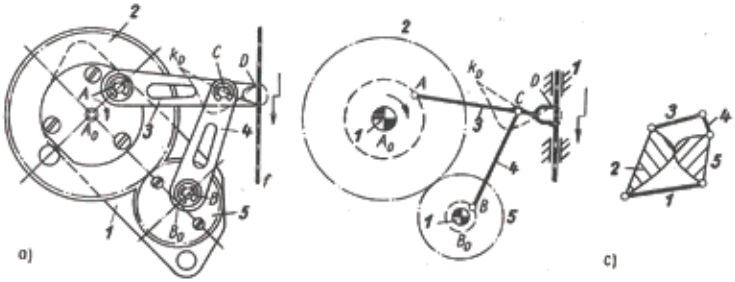


Bild 2.18. Filmgreifergetriebe (VEB Feingerätewerk Weimar)

a) konstruktive Ausführung;
b) kinematisches Schema;
c) kinematische Kette

Bild 2: Fünfgliedriges Getriebe nach [Volmer1985]

In diesem Zusammenhang stellt [Luck1995] eine gewisse Ausnahme dar, in dem basierend auf dem Satz von Roberts zur mehrfachen Erzeugung von Koppelkurven viergliedriger Getriebe ein Verfahren zur Synthese eines fünfgliedrigen Getriebes mit synchron angetriebenen Kurbeln vorgestellt wird, dass ähnlich auch in [Kerle2007] zu finden ist. Es zeichnet sich dadurch aus, dass theoretisch ∞^2 verschiedene Varianten möglich sind, wie in [Luck1959], auf den beide zuvor beschriebenen Stellen sich beziehen, ausführlich beschrieben und an einem Anwendungsbeispiel erläutert wird. Bei dem dort vorgestellten und in **Bild 3** gezeigten Ausschnitt zum Anwendungsbeispiel wird ebenfalls ein Filmgreifergetriebe in einer Filmaufnahmekamera behandelt, also das gleiche Anwendungsszenario wie in Bild 2.

In Bild 10 ist die Konstruktion noch einmal für den Fall durchgeführt, in dem A_0 auf der Verbindungsgeraden B_0C_0 gewählt wurde. Die Ähnlichkeit von Dreiecken geht hierbei in Streckenverhältnisse über.

Es bleibt noch zu untersuchen, ob die auf diese Weise ermittelten fünfgliedrigen Getriebe durchdrehbar sind oder nicht. Da B_0B als Antriebsglied der Kurbelschwinge B_0BCC_0 voll umläuft, muß auch A_0A nach den unter Abschnitt 5 erläuterten Gesetzmäßigkeiten eine ähnliche Bewegung ausführen und somit voll umlaufen. Daher sind alle nach der gezeigten Methode konstruierten Gelenkfünfecke (zur Erzeugung der Koppelkurven von Kurbelschwingen) durchdrehbar.

7. Anwendung der gefundenen Gesetzmäßigkeiten

Nach Abschnitt 6 ist die Möglichkeit gegeben, das Stegglied einer Kurbelschwinge, die eine Koppelkurve erzeugt, relativ zu dieser nach Größe und Richtung zu verändern.

Wird z. B. in einer Verarbeitungsmaschine ein Arbeitsorgan auf einer festliegenden Kurve geführt, so läßt sich nach maßsynthetischen Gesetzmäßigkeiten diese Kurve durch die Koppelkurve eines Gelenkvierecks annähern und das zugehörige Getriebe finden. Man nehme an, es habe sich eine Kurbelschwinge ergeben, deren Schwingendrehpunkt sich im Maschinengestell nicht unterbringen läßt. Da die andere

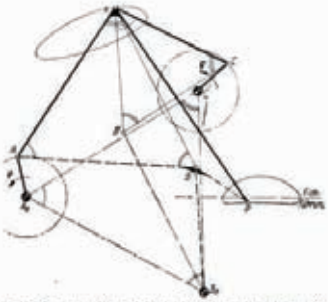


Bild 12. Erzeugung der in Bild 11 dargestellten Koppelkurve des Punktes P mit Hilfe eines durchdrehbaren fünfgliedrigen Getriebes A_0AKCC_0 ($\sphericalangle_{AA_0C} = \alpha_{(5)}$); Festpunkt C_0 liegt innerhalb des in Bild 11 angegebenen freien Raumes für Lagerpunkte

Lagerpunkte vorhanden. In diesem Gebiet wurde C_0 als zweiter Festpunkt eines fünfgliedrigen Getriebes gewählt, das dieselbe Koppelkurve zu erzeugen vermag.

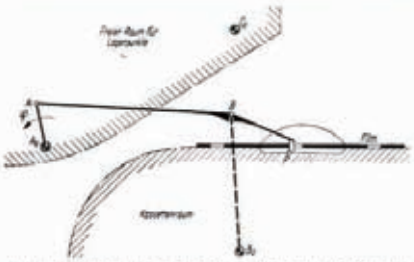


Bild 11. Vierpunktige Filmgreifergetriebe A_0ABB_0 einer Aufnahmekamera, dessen Schwingenlagerpunkt B_0 in den Kassettenraum hineinfällt

Damit liegen Steg- und Antriebskurbel des zu konstruierenden Gelenkfünfeckes bereits fest. Zur Ermittlung der übrigen Gliedabmessungen zeichnet man zunächst das dem $\triangle A_0B_0C_0$ ähnliche Koppeldreieck ABK, Bild 12. Dann vervollständigt man den Linienzug B_0BK zu dem Parallelogramm B_0BKB' und errichtet auf der Parallelogrammseite $B'K$ das dem $\triangle A_0B_0C_0$ ähnliche $\triangle KB'C$. Damit ist das gesuchte fünfgliedrige Getriebe in seinen Abmessungen eindeutig festgelegt. Der Koppelpunkt P gehört der Koppelebene AK an, ist also starr mit ihr verbunden. KC ergibt sich als zweite Koppel und C_0C als zweite Kurbel des Gelenkfünfeckes A_0AKCC_0. Beide Kurbeln müssen mit gleicher Winkelgeschwindigkeit angetrieben werden.

nach dem Robertsschen Satz sich ergebende Kurbelschwinge denselben Schwingendrehpunkt besitzt, nützt sie uns nichts. Man kann aber dieselbe Kurve in der gleichen relativen Lage zum Maschinengestell durch ein fünfgliedriges Getriebe nach der gezeigten Konstruktionsmethode erzeugen.

Ähnliche Verhältnisse liegen auch in der Kinotechnik vor. In Bild 11 ist ein Filmgreifergetriebe für eine Aufnahmekamera mit Kassettenfüllung dargestellt. Entsprechend bestimmter vorgegebener Forderungen hinsichtlich des Schaltverhältnisses, der Geradführungslänge und der Eingriffsverhältnisse bei Vor- und Rücklauf wurde dieses Getriebe mit Hilfe der Malleytrieb in seinen Abmessungen festgelegt. Die Konstruktion ergab, daß der Schwingenlagerpunkt desselben unglücklicherweise in den Kassettenraum der Kamera hineinfällt, was dem Konstrukteur unerwünscht ist. Oberhalb der Filmführungsebene ist jedoch genügend freier Raum für

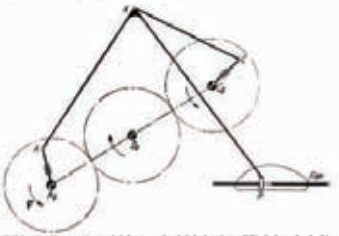


Bild 13. Erzeugung gleicher und gleichsinniger Winkelgeschwindigkeit durch Zahnradübertragung: die Kurbeln A_0A bzw. C_0C sind fest mit dem in A_0 bzw. C_0 gelagerten Zahnrad fest verbunden

www.dmg-lib.org

Bild 3: Anwendungsszenario nach [Luck1959]

Eine vereinfachte Variante zur Erzeugung der Koppelkurve eines viergliedrigen Getriebes durch ein fünfgliedriges Getriebe ist in [Volmer1979] zu finden, wobei diese Variante für den Konstrukteur kaum zusätzlich nutzbare Vorteile gegenüber den viergliedrigen Ersatzgetrieben nach Roberts bietet, da die Gestellgelenkpunkte erhalten bleiben (**Bild 4**).

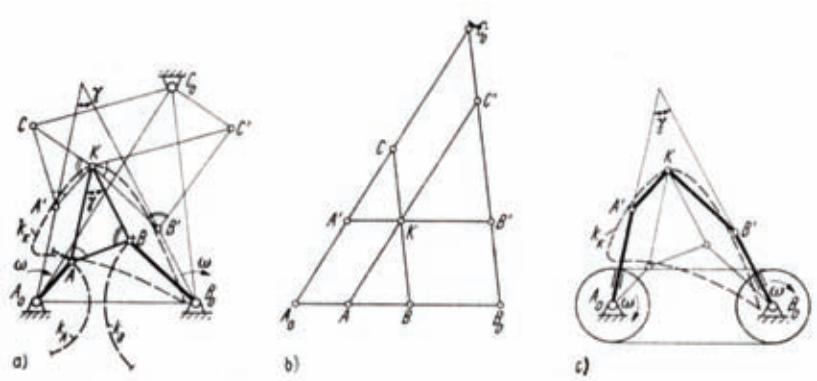


Bild 2.35. Mehrfache Erzeugung der Koppelkurve des Viergelenkgetriebes
a) erzeugende Viergelenkgetriebe; b) Hilfsfigur; c) Fünfgelenkgetriebe

Bild 4: Mehrfache Erzeugung der Koppelkurve des Viergelenkgetriebes nach [Volmer1979]

Alle in den Bildern 2, 3 und 4 gezeigten Beispiele verwenden das fünfgliedrige Getriebe als Führungsgetriebe zur Erzeugung einer gewünschten Punktführung. Tatsächlich ist eine solche Anwendung naheliegend, denn mit zwei Antrieben im Gestell ist nur eine Punktführung möglich. Um hierbei die Synthese eines fünfgliedrigen Getriebes (**Bild 5**) für eine vorgegebene Bahnkurve zu unterstützen, wurde in [Zhang1984] die Verwendung eines Koppelkurvenatlas vorgestellt. Im oberen Teil von Bild 5 ist ein durchaus interessanter struktureller Vergleich zwischen dem sechsgliedrigen Stephenson-1-Getriebe und dem fünfgliedrigen Getriebe mit konstanter Übersetzung zwischen den beiden Kurbeln gezeigt.

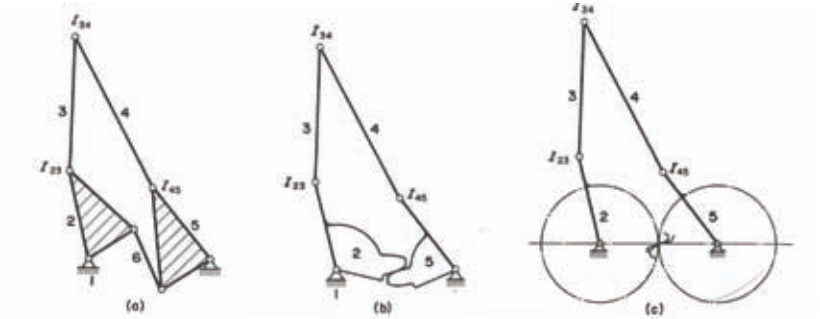


Fig. 1. Relation between GFBM and Stephenson's 6-bar mechanism.

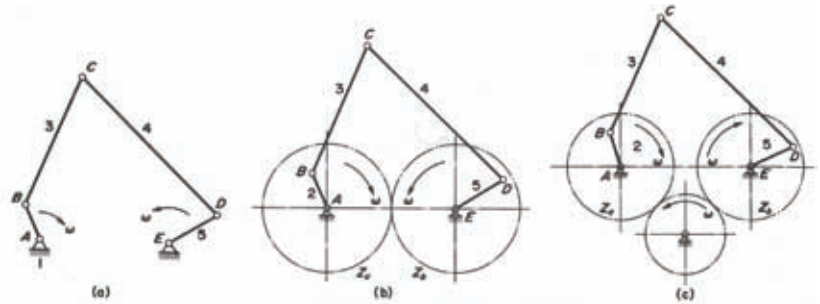


Fig. 2. Non-geared and geared five-bar mechanisms.

Bild 5: Fig. 1: Beziehung zwischen fünfgliedrigem Getriebe und Stephenson-1-Getriebe sowie Fig. 2: Varianten des fünfgliedrigen Getriebes nach [Zhang1984]

Allerdings werden im Rahmen des vorgestellten Atlas nicht alle Abmessungs- und Übersetzungsvarianten berücksichtigt, sondern es findet eine Begrenzung auf symmetrische Abmessungen, d.h. gleiche Kurbellänge und gleiche Koppellänge statt. Außerdem werden nur Übersetzungen der Getriebestufe von +1, -1, +2, -2 berücksichtigt sowie nur Koppelkurven des Gelenkpunktes C betrachtet. **Bild 6** zeigt Beispielseiten des Atlas, wobei der Phasenwinkel zwischen den beiden Kurbeln in 15°-Schritten im oberen Teil von Bild 6 zwischen 0° und 180° variiert wurde und im unteren Teil zwischen 180° und 360°.

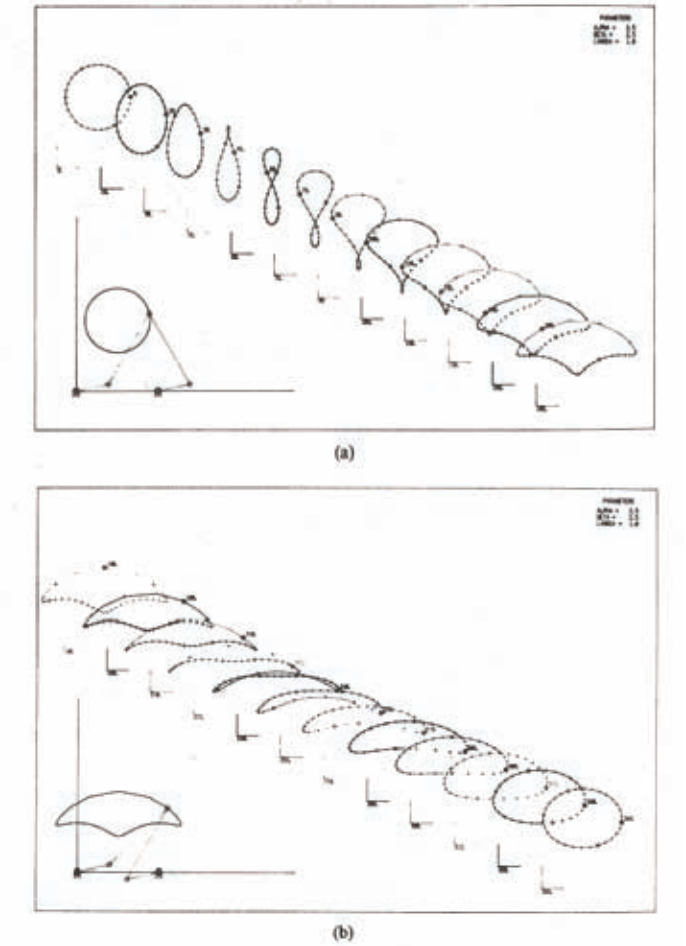


Fig. 4 (a) A sample with $\lambda = +1$, $0° < \gamma < 180°$ (b) A sample with $\lambda = +1$, $180° < \gamma < 360°$.

Bild 6: Symmetrische Koppelkurven für Übersetzungsverhältnis =1 [Zhang1984]

Die Ausführungen zum Koppelkurvenatlas werden ergänzt durch ein Anwendungsbeispiel, bei dem zunächst geeignete Getriebeabmessungen mit Hilfe des Atlas ausgewählt werden, um dann im Rahmen einer nichtlinearen Optimierung die für die Punktführungsaufgabe optimalen kinematischen Abmessungen zu bestimmen.

Um die trotz der Koppelkurvenvielfalt eingeschränkte Variationsmöglichkeit durch das konstante Übersetzungsverhältnis aufzubrechen aber weiterhin nur einen Antrieb zu verwenden, wird in [Mundo2007] der Einsatz von Unrund-Zahnrädern vorgeschlagen und es werden Methoden zur Synthese vorgestellt.

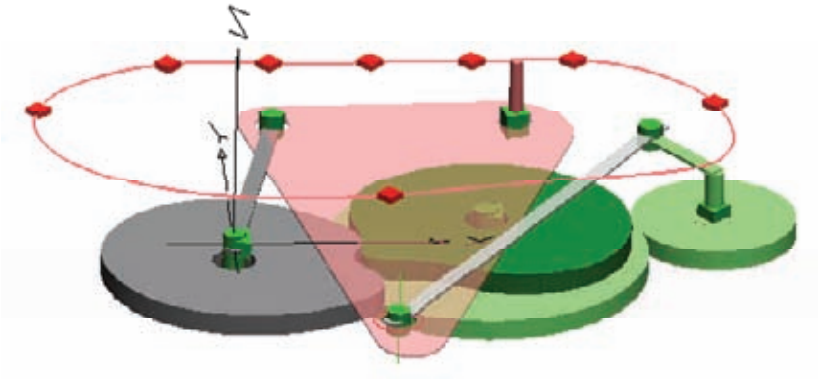


Bild 7: Anwendungsbeispiel eines fünfgliedrigen Getriebes mit Antrieb über Unrund-Zahnrädern nach [Mundo2007]

2 Rast- und Schrittgetriebe

Einen sehr guten Überblick über Rast- und Schrittgetriebe vermitteln die beiden Richtlinien [VDI 2727 Blatt 3] und [VDI 2727 Blatt 4], wobei der Fokus von [VDI 2727 Blatt 3] auf Schrittgetrieben und derjenige von [VDI 2727 Blatt 4] auf Schwingrastgetrieben liegt. Während insbesondere in [VDI 2727 Blatt 4] eine ausführliche Darstellung des Syntheseprinzips des bahngesteuerten Zweischlages zu finden ist, ist in keiner der beiden VDI-Richtlinien als Bahnkurven erzeugendes Getriebe ein fünfgliedriges Getriebe mit konstantem Übersetzungsverhältnis berücksichtigt. Allerdings hat schon

[Meyer zur Capellen1963] in seinem Beitrag „Zur Theorie der Bahnkurven-Rastgetriebe“ auf die Verwendung eines fünfgliedrigen Getriebes mit zwei Antrieben verwiesen (**Bild 8**).

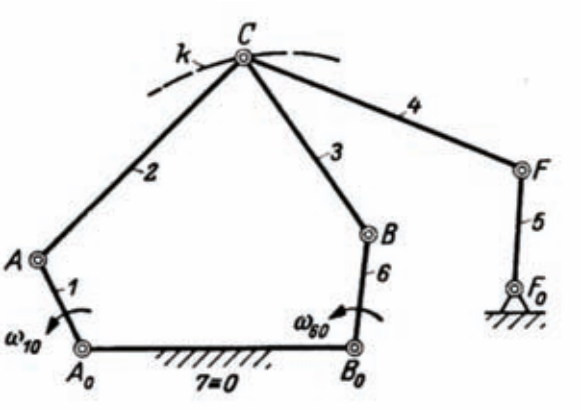


Bild 8: Fünfgliedriges Getriebe mit zwei Antrieben und angeschlossenem Zweischlag CFF_0 nach [Meyer zur Capellen1963]

Besonders interessant ist der Verweis auf eine Veröffentlichung von [Tao1962], wo es um die Erzeugung von Bewegungen mit mehreren Rasten geht. Ausgehend von einem symmetrischen Aufbau mit jeweils gleicher Kurbel- und Koppellänge und endlicher Gestelllänge wird eine Code-Nummerierung, die Längenverhältnisse, Übersetzungsverhältnis und Phasenwinkel berücksichtigt, vorgeschlagenen und eine phänomenologische Kurvenbetrachtung angestellt. An zwei Beispielen, bei denen drei, bzw. vier Kurvenbereiche mit gleicher Krümmung identifiziert werden konnten, wird die Generierung von Rastgetrieben mit drei, bzw. vier Rasten vorgestellt (**Bild 9**).

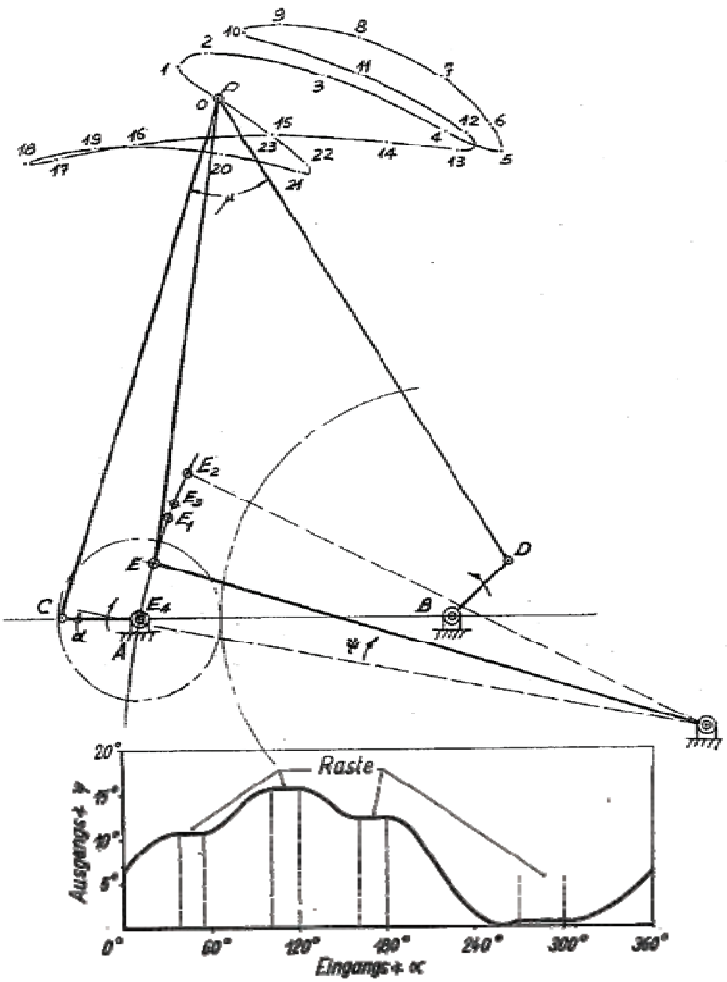


Bild 9: „4-Rasten-Getriebe“ mit Übertragungsfunktion 1. Ordnung nach [Tao1962]

3 Fünfgliedrige Getriebe mit A0 = B0

Eine besondere Gruppe von fünfgliedrigen Getrieben mit konstantem Übersetzungsverhältnis zwischen den beiden Kurbeln ergibt sich, wenn die beiden Gestellgelenkpunkte aufeinander fallen (**Bild 10**). In diesem Fall zeichnen alle Punkte der Koppeln 2 und 3 radiärsymmetrische Koppelkurven mit dem Zentrum im gemeinsamen Gestelldrehpunkt $A_0 = B_0$. Diese Radiärsymmetrie ergibt sich bei beliebigen konstanten Übersetzungsverhältnissen mit einer *n*-zahligen Radiär- oder Drehsymmetrie gemäß

(1)

In Bild 10 ist insbesondere der Sonderfall gezeigt, der im Rahmen dieses Beitrags im Mittelpunkt stehen soll. Hierbei stimmt der Punkt, der die Koppelkurve erzeugt, mit dem Gelenk C, das die Koppeln 2 und 3 verbindet, überein.

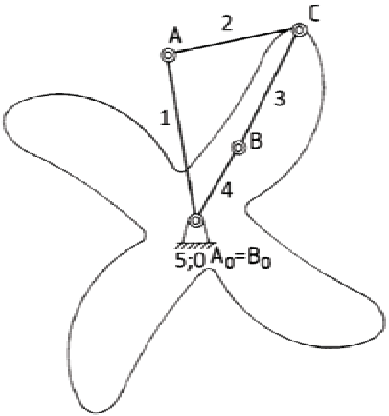


Bild 10: Radiärsymmetrische Koppelkurve eines fünfgliedrigen Getriebes mit dem Gestellabstand 0 und dem Übersetzungsverhältnis

Natürlich ist für das Auftreten von radiärsymmetrischen Koppelkurven auch eine Bedingung hinsichtlich der Umlauffähigkeit des Getriebes zu formulieren, wobei diese Bedingung sich aufgrund der beiden aufeinander liegenden Gestellgelenkpunkte vereinfacht zu

(2)

(3)

Zur Veranschaulichung zeigt **Bild 11** Koppelkurven des schon in Bild 10 gezeigten Getriebes für verschiedene Übersetzungsverhältnisse.

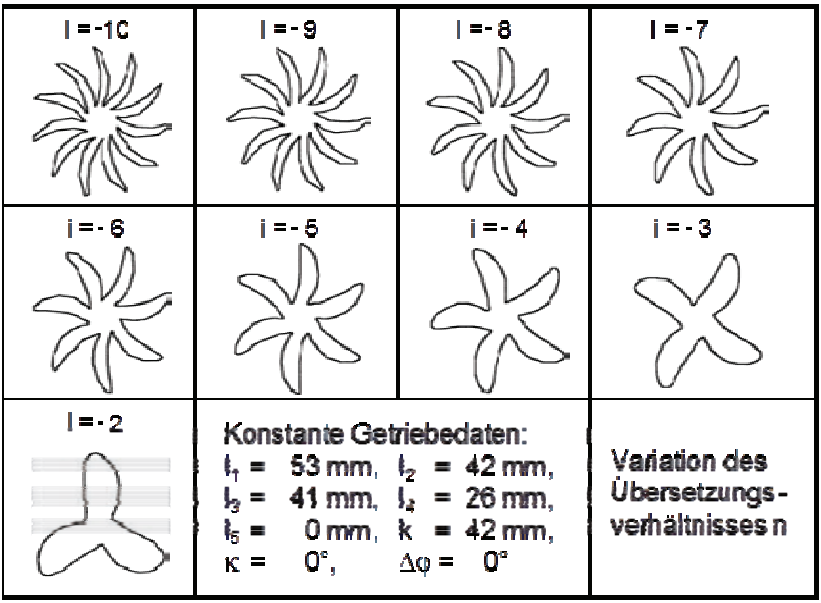


Bild 11: Radiärsymmetrische Koppelkurven eines fünfgliedrigen Getriebes mit dem Gestellabstand 0 und verschiedenen Übersetzungsverhältnissen

Allen in Bild 11 gezeigten Propellerflügel ähnlichen Koppelkurven ist gemeinsam, in jedem der Flügel der Koppelkurve augenscheinlich größere Bereiche mit näherungsweise konstanter Krümmung aufzuweisen, was eine Anwendung nicht nur als Rastgetriebe, sondern insbesondere auch als Schrittgetriebe nahelegt.

Um nun diese Vermutung bezüglich der Krümmungseigenschaften durch exakte Ermittlung von Krümmungsradius und Krümmungsmittelpunkt zu

beweisen, kommt es im folgenden Schritt darauf an, eine entsprechende Vorgehensweise für ein fünfgliedriges Kurbelgetriebe mit beliebigem, aber konstantem Übersetzungsverhältnis zu erarbeiten.

3.1 Polwechselgeschwindigkeit und Krümmungen

Zur Ermittlung der Krümmungseigenschaften der von beliebigen Punkten auf den Koppeln 2 und 3 des Getriebes nach Bild 10 erzeugten Koppelkurve soll auf die Hartmannsche Konstruktion zurückgegriffen werden (**Bild 12**), [Kerle2007].

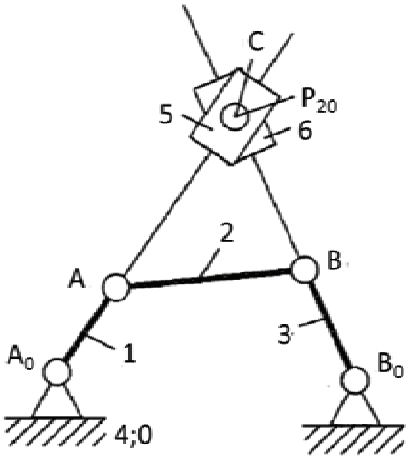


Bild 12: Ersatzgetriebe zur Bestimmung der Polwechselgeschwindigkeit der Koppelebene 2 nach [Kerle 2007]

Im Falle eines viergliedrigen Kurbelgetriebes führt die Ergänzung durch eine zweifache Kurbelschleife dazu, dass das die beiden Schubglieder 5 und 6 verbindende Gelenk C immer mit dem Pol P_{20} identisch ist und dementsprechend auch dessen Geschwindigkeit identisch mit der Polwechselgeschwindigkeit ist.

Für das in Bild 10 gezeigte fünfgliedrige Getriebe mit dem Gestellabstand 0 und einem konstanten Übersetzungsverhältnis zwischen den beiden Antriebskurbeln ist die Ausgangssituation jedoch etwas komplexer. Offen-

sichtlich können die Verhältnisse der beiden Koppelebenen 2 und 3 nicht völlig unabhängig voneinander betrachtet werden, da für keine der beiden Koppelebenen a priori zwei Punkte mit den jeweils zugeordneten Krümmungsmittelpunkten bekannt sind. Immerhin kann für die Koppelebene 2 der Gelenkpunkt A mit zugeordnetem Krümmungsmittelpunkt A_0 und für die Koppelebene 3 der Gelenkpunkt B mit zugeordnetem Krümmungsmittelpunkt B_0 festgehalten werden. Damit kann zumindest eine erste Kurbelschleife mit dem Schubglied auf dem Polstrahl A_0A zur Ermittlung der Polwechselgeschwindigkeit des Poles P_{20} sowie eine weitere erste Kurbelschleife mit dem Schubglied auf dem Polstrahl B_0B zur Ermittlung der Polwechselgeschwindigkeit des Poles P_{30} ermittelt werden.

Natürlich kann die Lage der Pole P_{20} und P_{30} allein mit dieser Erkenntnis noch nicht ermittelt werden, vielmehr ist hierzu die Bestimmung der Geschwindigkeit v_C des Gelenkpunktes C notwendig. Aus Gründen, die später näher erläutert werden, erfolgt diese Geschwindigkeitsermittlung sinnvoller Weise nach dem Satz der gedrehten Geschwindigkeiten. Ist auf diesem Wege die Geschwindigkeit v_C ermittelt, so zeigt sich, dass die beiden Polstrahlen $P_{20}C$ und $P_{30}C$ aufeinander und senkrecht zu v_C liegen müssen. Damit kann der Pol P_{20} als Schnittpunkt des Polstrahls A_0A mit der Senkrechten zu v_C in C bestimmt werden, während sich der Pol P_{30} als Schnittpunkt derselben Senkrechte mit dem Polstrahl B_0B ergibt. Dieser Sachverhalt ist für das in Bild 10 gezeigte fünfgliedrige Getriebe in **Bild 13** wiedergegeben. Zusammen mit den zwei Schubachsen $P_{20}A$ und $P_{30}B$ ergibt sich nun ein erstes Ersatzgetriebe mit einer Schubachse 6, die über eine zusätzliche Drehachse in C drehbar gegenüber den Koppelgliedern 2 und 3 ist. Die Winkellage dieser Schubachse ist durch die Richtung senkrecht auf v_C eindeutig gegeben. In den Polen P_{20} und P_{30} weist das Ersatzgetriebe die gleiche Schub- und Drehgelenkkombination auf wie das viergliedrige Getriebe aus Bild 12.

Damit kann nun prinzipiell die Polwechselgeschwindigkeit des Poles P_{20} einerseits aus der Betrachtung der Führungsbewegung als Punkt des Gliedes 1 sowie der zusätzlichen Relativbewegung entlang des Polstrahl A_0A und andererseits aus der Betrachtung der Führungsbewegung als Punkt des Gliedes 6 sowie der zusätzlichen Relativbewegung entlang des Polstrahls $P_{20}C$ ermittelt werden. Diese Vorgehensweise gilt natürlich analog auch für die Betrachtung des Poles P_{30}.

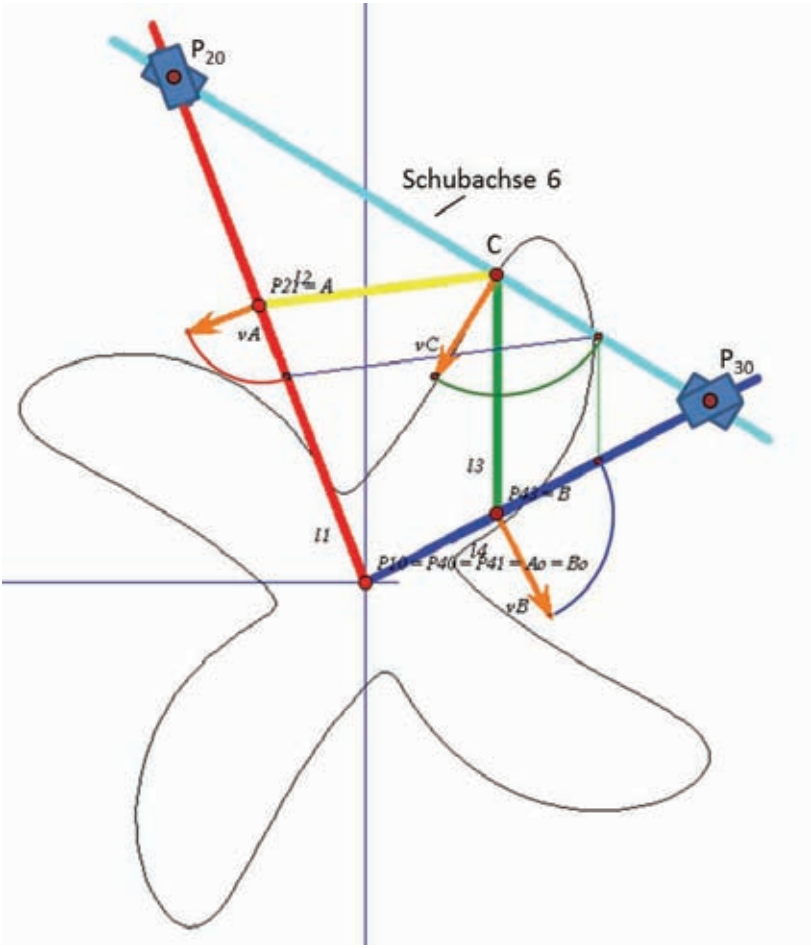


Bild 13: Ersatzgetriebe mit Schubachse 6 zur Bestimmung der Polwechselgeschwindigkeit für die Pole P_{20} und P_{30} der Koppelebene 2, bzw. 3

Allerdings kann an dieser Stelle zwar die Richtung der Führungsgeschwindigkeit der Punkte P_{20} und P_{30} bezogen auf das Glied 6 des Ersatzgetriebes parallel zu v_C angegeben werden, jedoch fehlt zur Bestimmung des Betrages noch die Geschwindigkeit eines weiteren Punktes auf Glied 6.

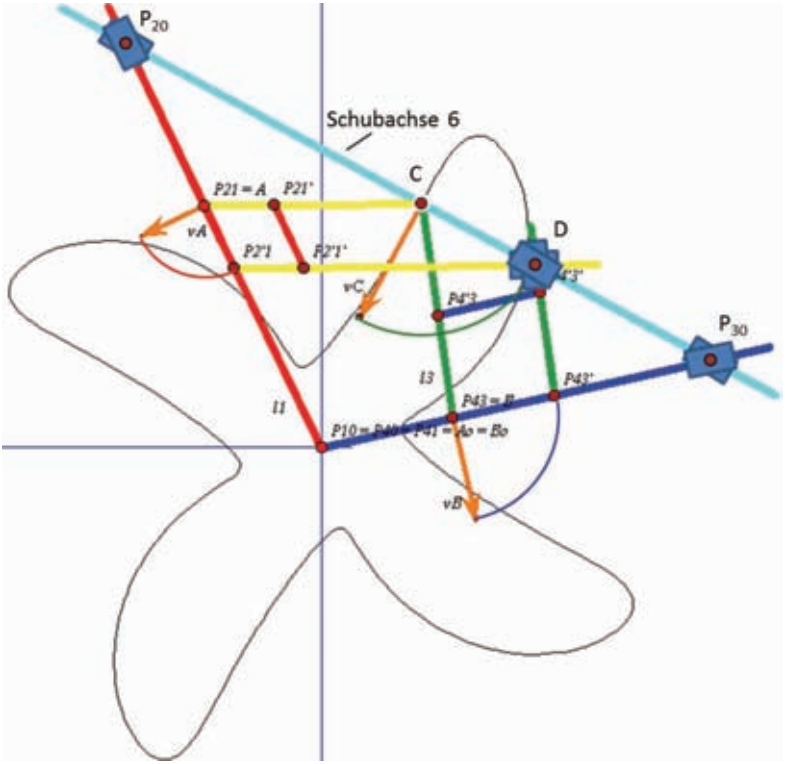


Bild 14: Ersatzgetriebe zur Bestimmung der Geschwindigkeitsverhältnisse im Gelenkpunkt D

Tatsächlich gestaltet sich die Lösung dieser Aufgabe nicht ganz trivial, denn ausgehend von dem in Bild 13 gezeigten Ersatzgetriebe muss dieses nochmals erweitert werden. Als Grundlage dieser Erweiterung dient die ebenfalls in Bild 13 gezeigte Geschwindigkeitsermittlung für das Koppelgelenk C mit Hilfe des Satzes der gedrehten Geschwindigkeiten, was wie in **Bild 14** gezeigt durch ergänzende Parallelogramme zwischen Kurbel 1 und Koppel 2 durch Einführung der „Parallelglieder“ 1‘ und 2‘ sowie zwischen Kurbel 4 und Koppel 3 durch Einführung der „Parallelglieder“ 3‘ und 4‘ nachvollzogen wird. Als zweiter Punkt auf dem Glied 6, für den die Geschwindigkeit zu ermitteln ist, wird der gemeinsame Schnittpunkt D der

beiden Parallelen zu den Koppeln 2 und 3 gewählt, der gleichzeitig auch auf der Polgeraden durch P_{20} und P_{30} liegen muss. Dieser Punkt stellt somit ein Doppeldrehgelenk zwischen drei Schubgliedern dar, von denen das erste sich auf der Parallelen 2‘ zur Koppel 2, das zweite auf der Parallelen 3‘ zur Koppel 3 und das dritte auf dem Ersatzglied 6 bewegen kann. Entsprechend kann nun die Geschwindigkeit des Punktes D dreifach aus dem Satz der Führungs- und Relativgeschwindigkeit formuliert werden:

$$v_D = v_{Dsys2'} + v_{Drel.sys2'} \tag{4}$$

$$v_D = v_{Dsys3'} + v_{Drel.sys3'} \tag{5}$$

$$v_D = v_{Dsys6} + v_{Drel.sys6} \tag{6}$$

Die in den Gleichungen (4) und (5) enthaltenen Führungsgeschwindigkeiten $v_{Dsys2'}$ und $v_{Dsys3'}$ können ausgehend von v_A und v_B nach bekannten Verfahren graphisch bestimmt werden, wobei darüber hinaus mit der Parallelen 2‘ zur Koppel 2 und der Parallelen 3‘ zur Koppel 3 auch die Richtungen der Relativgeschwindigkeiten $v_{Drel.sys2'}$ und $v_{Drel.sys3'}$ bekannt sind. Damit kann auch die Absolutgeschwindigkeit v_D ermittelt werden, sodass mit Gleichung (6) letztlich die Führungsgeschwindigkeit des Punktes D als Teil des Gliedes 6 vorliegt und zusammen mit der bereits ganz zu Beginn ermittelten Geschwindigkeit v_C der Momentanpol P_{60} bestimmt werden kann, der gleichzeitig auch der momentane Krümmungsmittelpunkt der Koppelkurve des Punktes C sein muss (**Bild 15**).

Sind neben den Krümmungseigenschaften der Koppelkurve des Gelenkpunktes C auch die Krümmungseigenschaften der Koppelkurven beliebiger Punkte auf den Koppeln 2 oder 3 von Interesse, so muss unter zu Hilfenahme des Poles P_{60} noch die Polwechselgeschwindigkeit v_{P20} gemäß den Gleichungen

$$v_{P20} = v_{P20sys1} + v_{P20rel.sys1} \tag{7}$$

$$v_{P20} = v_{P20sys6} + v_{P20rel.sys6} \tag{8}$$

sowie die Polwechselgeschwindigkeit v_{P30} gemäß den Gleichungen

$$v_{P30} = v_{P30sys4} + v_{P20rel.sys4} \tag{9}$$

$$v_{P30} = v_{P30sys6} + v_{P30rel.sys6} \tag{10}$$

ermittelt werden, siehe auch **Bild 16**.

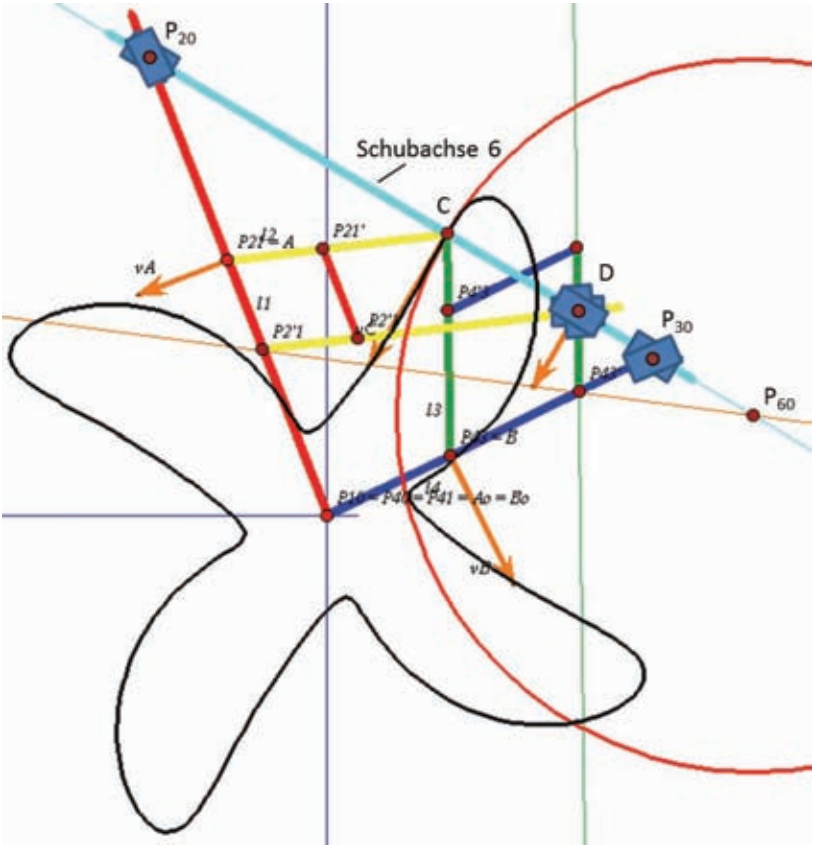


Bild 15: Ermittlung des Poles P_{60} als Krümmungsmittelpunkt des Gelenkpunktes C mit Krümmungskreis

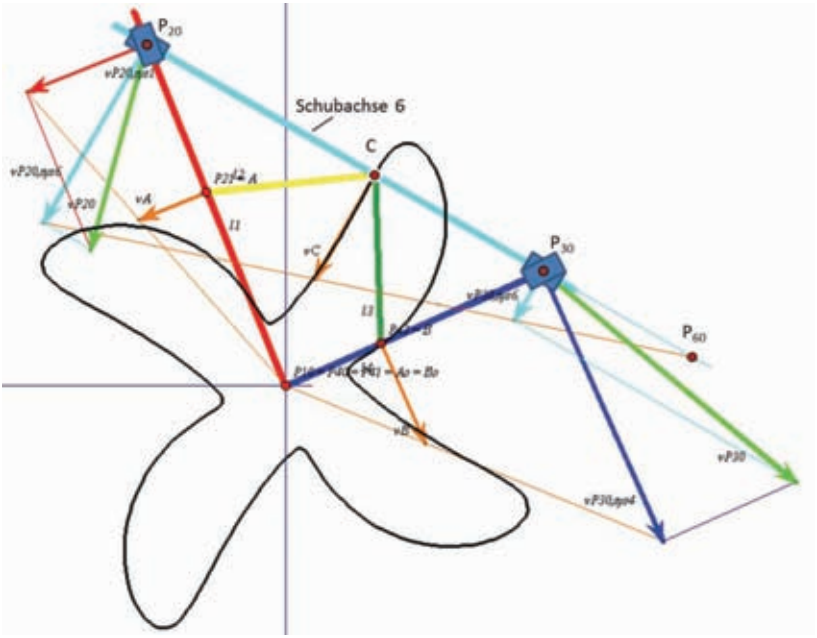


Bild 16: Bestimmung der Polwechselgeschwindigkeiten und mit Hilfe des Poles P_{60}

3.2 Schrittgetriebe

Ausgehend von der im vorhergehenden Abschnitt beschriebenen Vorgehensweise zur Bestimmung der Krümmungseigenschaften von Koppelkurven fünfgliedriger Getriebe mit Gestellabstand Null und konstantem Übersetzungsverhältnis zwischen den beiden Kurbeln, wird im Folgenden ein graphisch orientiertes interaktives Auslegungstool zur Generierung eines optimierten Schrittgetriebes vorgestellt. Dabei werden ausgehend vom Pol P_{60} für eine interaktiv vorzugebende Auslegungsstellung des Getriebes, die im unteren Teil von **Bild 17** zu sehen ist, die Längen und eines zusätzlichen Zweischlages ermittelt. Dabei können die Abmessungen des fünfgliedrigen Grundgetriebes über entsprechende „Schieberegler“ variiert werden und die Auswirkung dieser Änderungen im oberen rechten Teil während der Getriebebewegung beobachtet werden.

Durch die zusätzlich eingebrachte Kraft- und Momentenanalyse kann gleichzeitig auch das Kraftübertragungsverhalten bei einem konstant vorgegebenen Abtriebsmoment am Glied 6 beobachtet werden.

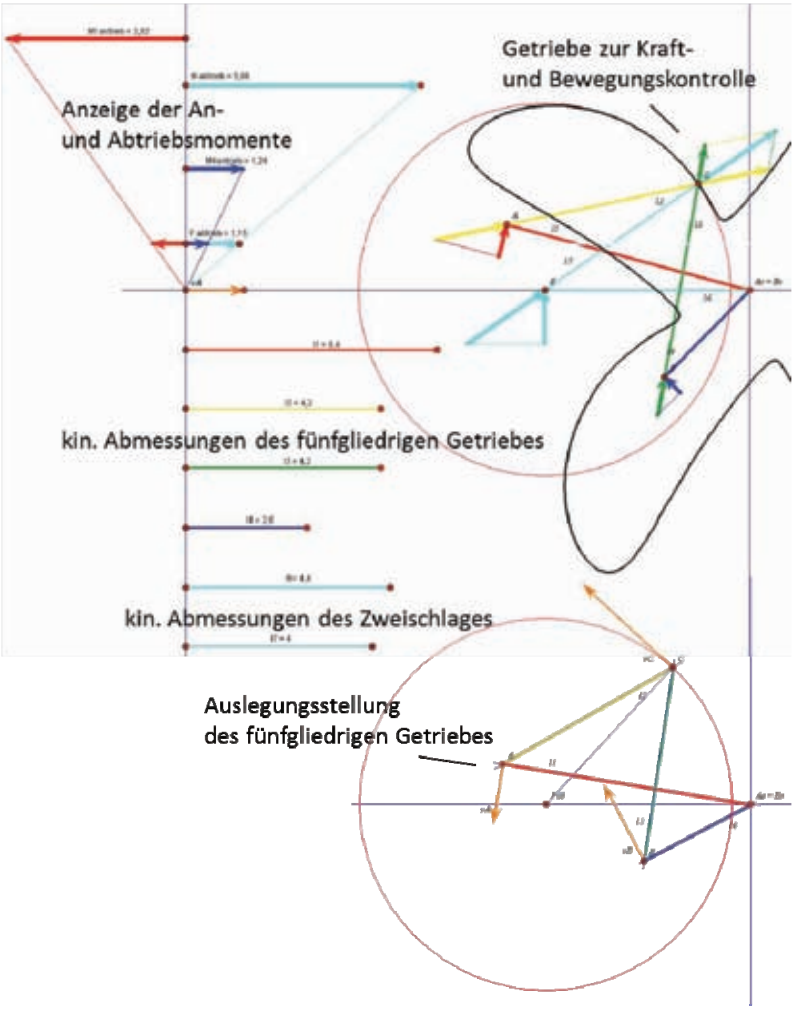


Bild 17: Auslegungstool zur interaktiven Optimierung des Rastgetriebes

Für die in Bild 18 gezeigten kinematischen Abmessungen sind die Übertragungsfunktionen 0., 1. und 2. Ordnung in einem entsprechenden Diagramm aufgetragen (**Bild 18**). Zur Qualität der Rast sei angemerkt, dass keine weitergehende Optimierung bezüglich der Übertragungsfunktionen 1. und 2. Ordnung vorgenommen wurde.

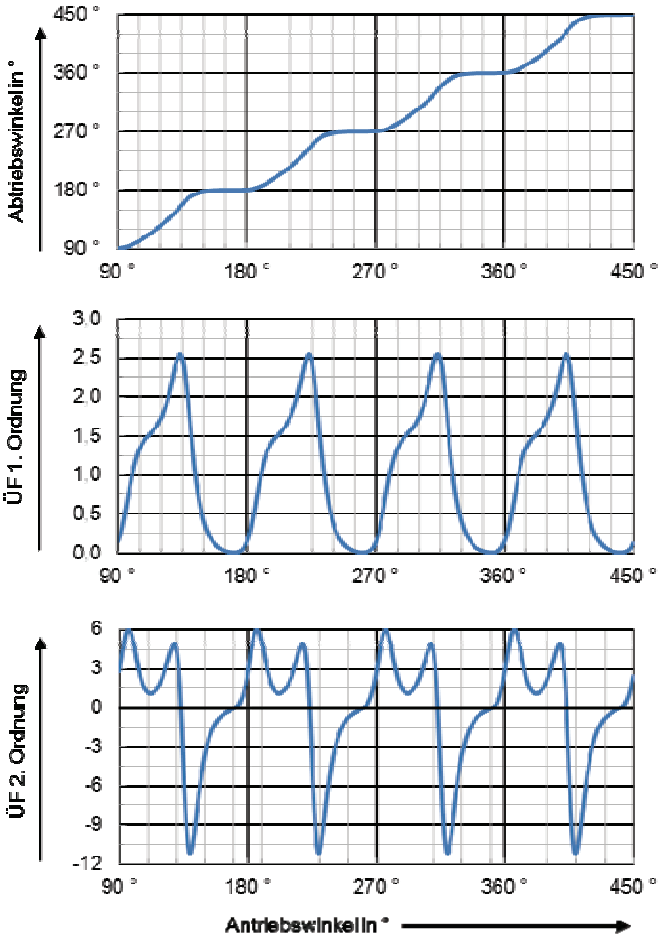


Bild 18: Übertragungsfunktionen 0., 1. und 2. Ordnung

4 Zusammenfassung

Mit diesem Beitrag sollte gezeigt werden, dass fünfgliedrige Getriebe als Bahnkurven erzeugende Getriebe nicht nur wie schon in [Meyer zur Capellen1963] erwähnt zur Realisierung eines allgemeinen Rastgetriebes verwendet werden können, sondern bei Reduktion des Gestellabstandes auf Null durch die dann entstehenden radiärsymmetrischen Koppelkurven auch echte Schrittgetriebe möglich werden. Hierzu wurde gezeigt welche Überlegungen insbesondere im Hinblick auf Ersatzgetriebe nötig sind, um die Krümmungseigenschaften exakt bestimmen zu können. Dabei wurde im Hinblick auf die Generierung eines graphisch orientierten Auslegungstools auf eine geometrische Interpretation Wert gelegt. Als Ergebnis der Untersuchungen zeigt **Bild 19** ein Plexiglas-Getriebemodell.

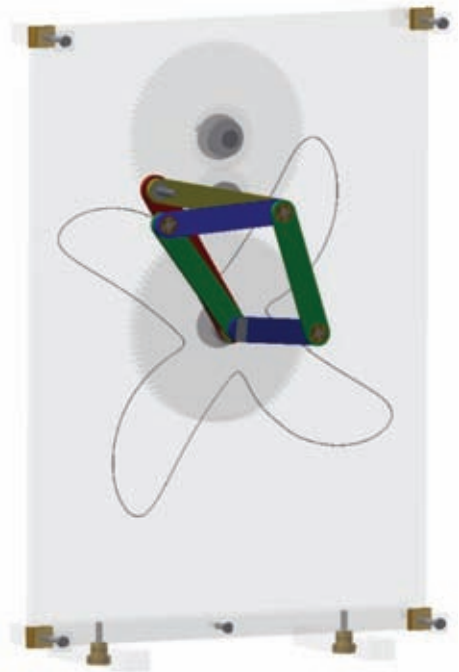


Bild 19: Realisiertes Plexiglas-Getriebemodell

Literatur

[Hagedorn2009] Hagedorn, L. Thonfeld, W., Rankers, A.: Konstruktive Getriebelehre, 6. Auflage, Heidelberg, Dordrecht, London, New York: Springer Verlag, 2009.

[Kerle 2007] Kerle, H., Pitschellis, R., Corves, B.: Einführung in die Getriebelehre: Analyse und Synthese ungleichmäßig übersetzender Getriebe, 3., bearbeitete und ergänzte Auflage, Wiesbaden: B:G:Teubner / GWV Fachverlage GmbH, 2007.

[Lijia2010] Lijia, Jianyi Kong, Hanyuan Liao: The Basic Structure of Planar Five-bar Mechanism and Its Degeneration, IIS 2010: 2nd International Conference on Industrial and Information Systems, Dalian, China, 2010.

[Luck1959] Luck, K.: Zur Erzeugung von Koppelkurven viergliedriger Getriebe, Maschinenbautechnik (Getriebetechnik) 8 (1959) Nr.2, S.97-104.

[Luck1995] Luck, K., Modler K.-H.: Getriebetechnik: Analyse, Synthese, Optimierung, 2. Auflage, Berlin, Heidelberg, New York: Springer Verlag, 1995.

[Meyer zur Capellen1963] Meyer zur Capellen, W.: Zur Theorie der Bahnkurven-Rastgetriebe, Konstruktion 15 (1963) 10, S. 389 – 392.

[Mundo2007] Mundo, D., Gatti, G. Dooner, D.B.: Combined synthesis of five-bar linkages and non-circular gears for precise path generation. Proceedings of the 12th World Congress in Mechanism and Machine Science, June 18-21, 2007, Besancon, France

[Reuleaux1875] Reuleaux, F.: Lehrbuch der Kinematik: Theoretische Kinematik : Grundzüge einer Theorie des Maschinenwesens ; Abt. 1, [Hauptbd.], Braunschweig: Vieweg. 1875.

[Tao1962] Tao, D.-C.: Die Erzeugung von Bewegungen mit mehreren Rasten mit Hilfe des fünfgelenkigen Zweikurbelgetriebes. Industrieblatt 62 (1962) Nr. 2, S. 74-77.

[VDI 2727 Blatt 3] VDI 2727, Blatt 3: Konstruktionskataloge - Lösung von Bewegungsaufgaben mit Getrieben - Erzeugung gleichsinniger Drehbewegungen mit Rast(en) - Antrieb gleichsinnig drehend. Düsseldorf: VDI, 1996/2007.

[VDI 2727 Blatt 4] VDI 2727, Blatt 4: Konstruktionskataloge - Lösung von Bewegungsaufgaben mit Getrieben - Erzeugung von Schwingungsbewegungen mit Rast(en) - Antrieb gleichsinnig drehend. Düsseldorf: VDI, 2000/2011.

[Volmer 1979] Volmer, J. (Hrsg), Getriebetechnik: Koppelgetriebe, 1, Auflage, Berlin: VEB Verlag Technik, 1979.

[Volmer1985] Volmer, J. (Hrsg), Getriebetechnik: Leitfaden, 2., bearbeitete Auflage, Berlin: VEB Verlag Technik, 1985.

[Volmer 1987] Volmer, J. (Hrsg), Getriebetechnik: Lehrbuch, 5., durchges. Auflage, Berlin: Verlag Technik, 1987.

[Zhang1984] C. Zhang, R. L Norton, P. K., Hammond, T.: Optimization of parameters for specified path generation using an atlas of coupler curves of geared five-bar linkages, Mechanism and Machine Theory Vol. 19, No. 6, pp. 459-466, 1984.

Geradführungen mit dem Lemniskatenlenker Typ II

Prof. Dr.rer.nat.habil. Dr.h.c. **Karl-Heinz Modler** / TU Dresden / Institut für Festkörpermechanik, Dresden

Dr.-Ing. **Olaf Schlüter** / Neustadt am Rbge./ ehemaliger Doktorand TU Dresden / Institut für Festkörpermechanik, Dresden

Kurzfassung

In diesem Beitrag werden die Berechnungsgrundlagen für Geradführungen mit dem unsymmetrischen Watt'schen Lenker (Lemniskatenlenker Typ II) dargestellt. Es wird beschrieben, wie Getriebe dieses Typs mit punktuell optimaler bzw. bereichsweise voll ausgeglichener Geradführung berechnet werden können. Die angenäherte Geradführung der zentrischen Schubkurbel ist Ausgangspunkt für die Entwicklung von Geradführungen mit dem Lemniskatenlenker Typ II.

1 Einleitung

Zu den ersten und wohl bekanntesten technischen Anwendungen eines Lemniskatenlenkers gehört der historische Mechanismus, den James Watt zur Führung der Kolbenstange seiner Balancier-Dampfmaschine konstruiert hat. Getriebetechnisch wurde dieser im Kern durch eine symmetrische Doppelschwinge realisiert, bei der der geradgeführte Punkt mittig auf der Koppel liegt. Der von James Watt entworfene Geradführungsmechanismus, der noch durch ein hier nicht interessierendes Parallelogramm ergänzt wurde, enthielt nur Drehgelenke und kam ohne die seinerzeit üblichen senkrechten Schienen, Bogenköpfe mit Ketten und anderen schwerfälligen Stücke aus. Die Abmessungen des Geradführungsmechanismus hatte Watt seinerzeit intuitiv-empirisch festgelegt. Mit der in [1] vorgestellten Wurzelsatzmethode (WS-Methode) wurde bereits in [2] eine mögliche Berechnung von Geradführungen vorgestellt, die hier nun für den unsymmetrischen Watt'schen Lenker angepasst werden soll.

2 Kinematische Grundlagen

Auch mit der unsymmetrischen Variante des Watt'schen Lenkers, Bild 1, im Weiteren als Lemniskatenlenker Typ II bezeichnet, können sehr gute Geradführungen erzeugt werden. Das Interesse gilt hier besonders den beiden nach dem Satz von Roberts vorhandenen Ersatzgetrieben A_0C_0CA' und $B_0C_0C'B'$, die dieselbe Koppelkurve erzeugen wie der Punkt K der Doppelschwinge A_0B_0BA. Lemniskaten des Typs II entstehen, wenn der Punkt K in beliebiger Lage auf der Koppel AB einer innen schwingenden Totalschwinge angenommen wird. Sie sind dadurch gekennzeichnet, dass der Doppelpunkt zwar auf der Gestellgeraden, aber nicht mehr in der Mitte des Gestells A_0B_0 liegt.

Die beiden Ersatzgetriebe nach Roberts zur Erzeugung derselben Koppelkurve findet man, indem der dritte Gestellpunkt C_0 im Verhältnis

$$A_0B_0 : B_0C_0 = AK : BK \tag{1}$$

auf dem Steg A_0B_0 angenommen wird und die Ersatzgetriebe entsprechend den Ähnlichkeitsverhältnissen in Bild 1 konstruiert werden.

Die Abmessungen der Ersatzgetriebe A_0C_0CA' und $B_0C_0C'B'$ lassen sich daraus unmittelbar herleiten.

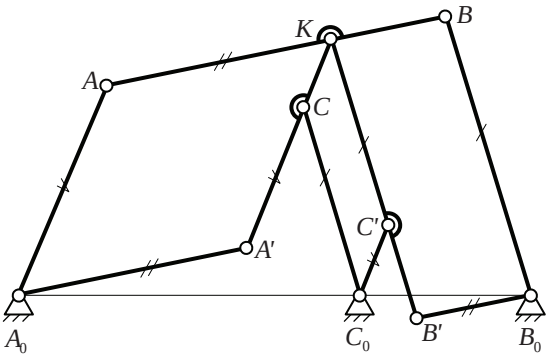


Bild 1: Die unsymmetrische Doppelschwinge A_0B_0BA und ihre Ersatzgetriebe

Bild 2 zeigt die Koppelkurve einer Totalschwinge mit 3-punktiger Tangente. Mit Hilfe des Ähnlichkeitssatzes von Burmester ergibt sich die folgende Konstruktion des Tangentenpunktes N_b: Man zeichne das Getriebe in der Parallellage, mache die Strecke $AN_a = BN_b$ und lege eine zu den Schwingen parallele Gerade durch N_b. Alle Punkte dieser Geraden durchlaufen Wendepunkte ihrer Bahn und werden daher angenähert gerade geführt [3].

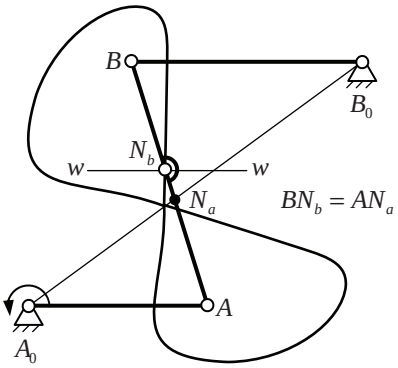


Bild 2: Doppelschwinge mit 3-punktiger Geradführung

Die Strecke $p = AN_a = BN_b$ ergibt sich aus dem Verhältnis

$$p = ac/(a+b). \qquad (2)$$

Die Berührung der Tangente ist 4-punktig, wenn die Koppel und die Schwingen der Totalschwinge in der Parallellage senkrecht zueinander stehen. Der Berührungspunkt ist dann mit dem Ball'schen Punkt identisch, den man wie oben beschrieben ermittelt. Bei dem Ersatzgetriebe ist in der analogen Getriebelage eine der beiden Schwingen mit der Koppel deckungsgleich und bildet mit der anderen einen rechten Winkel, Bild 3.

Ersetzt man den Gleitstein einer zentrischen Schubkurbel durch einen Gelenkzweischlag $d = DD_0$, so erhält man unter Berücksichtigung bestimmter Längenrelationen einen Lemniskatenlenker. Die Geradführungen eines Lemniskatenlenkers und einer Schubkurbel stimmen dann in einem Teilbereich weitgehend überein.

Wenn die Abmessungen *a, c* und *d* des Ersatzgetriebes gegeben sind, ist der Koppelüberstand *b* festgelegt durch

$$b = c^2/a \tag{3}$$

und die Gestelllänge $e=A_0D_0$ ergibt sich aus

$$e = [(a+c)^2 + d^2]^{0.5}. \tag{4}$$

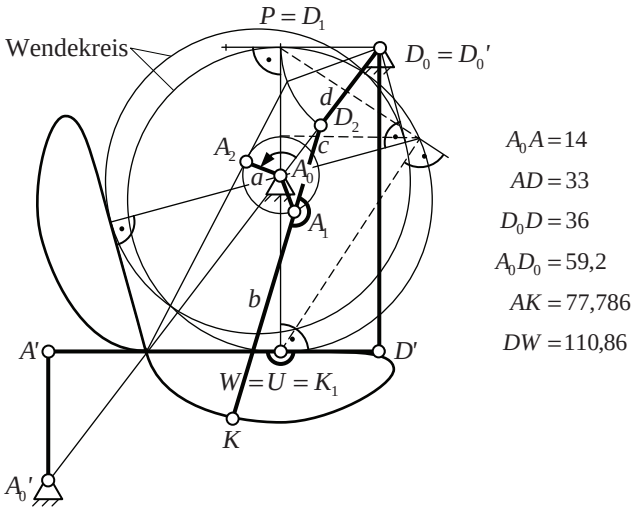


Bild 3: Lemniskatenlenker Typ II mit 4-punktiger Geradführung

Interessant ist eine Vergrößerung des Geradführungsabschnitts der Koppelkurve, Bild 4. Für die Darstellung der Koppelkurve sind bezogene Längen gewählt worden mit der Koppellänge $c = AD$ als Bezugsgröße. Der Kurvenverlauf zeigt prinzipiell das Bild einer Funktion 5. Grades, hier mit einem Flachpunkt in K_2. Der Punkt K_4 ist ein Kurvendoppelpunkt, der auf der Tangente liegt, die in K_2 4-punktig berührt. Zu dieser Feststellung gelangt man aus kurventheoretischen Überlegungen. Aus dem Geradführungsverlauf bieten sich für die Abweichung *h* und Länge *L* der Geradführung natürliche Kennwerte an: $h = y_{K2} - y_{K3}$ bzw. $L = x_{K4} - x_{K1}$.

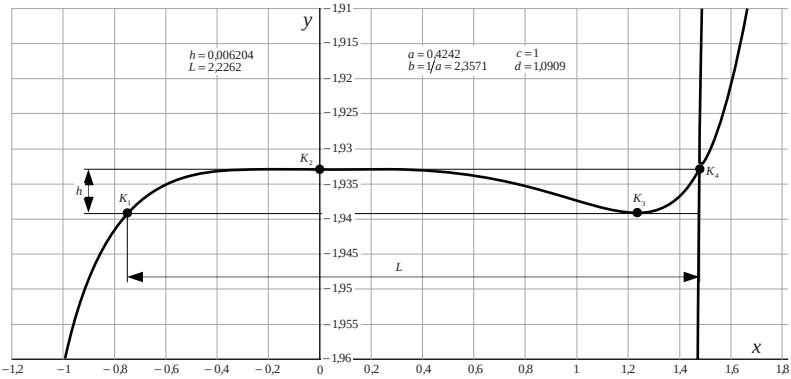


Bild 4: Verlauf einer 4-punktigen Lemniskatengeradführung

Wegen des Doppelpunktes kann die Übereinstimmung von Tangente und Koppelkurve maximal 5-punktig sein. Der Koppelpunkt *K* muss dafür in der Mitte der Koppel liegen, so dass *p/c* = 1/2 gilt und die Koppelkurve 2-fach symmetrisch ist.

Die Abmessungen von Lemniskatenlenkern sind vergleichsweise einfach zu ermitteln, wenn die Koppelkurve punktuell bestmöglich an eine Gerade angepasst werden soll. Andererseits sind die resultierenden Geradführungen nicht unbedingt die besten, wenn man als Gütekriterium einer Geradführung das Verhältnis von Abweichung zu Länge definiert. Hier bringt die Methode der gleichmäßigen Approximation bessere Ergebnisse.

Abgesehen von einem Getriebeparameter, der als Bezugsgröße definiert wird (hier die Koppellänge *c)*, sind bei der vorliegenden Approximationsaufgabe für vier Getriebeparameter die optimalen Werte zu suchen. Die Maßbestimmung vereinfacht sich, wenn die Zahl der zu bestimmenden Parameter reduziert wird. Auf der Basis der rechnerisch gut erfassbaren Schubkurbelgeradführung ist es möglich, Vorgaben für den Entwurf von Lemniskatenlenkern des Typs II zu machen, um die Zahl der Entwurfsvariablen sinnvoll zu verringern.

3 Die zentrische Schubkurbel als Basis des Lemniskatenlenkers Typ II

Der Lemniskatenlenker Typ II wird aus der zentrischen Schubkurbel entwickelt, Bild 5.

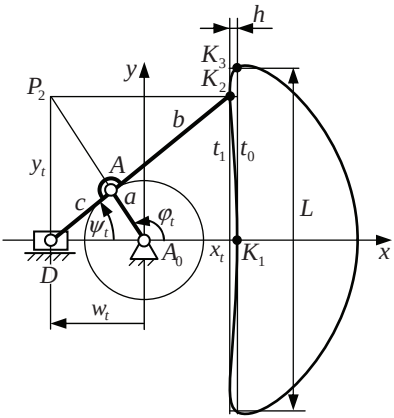


Bild 5: Angenäherte Geradführung durch eine zentrische Schubkurbel

Dazu wird der Gleitstein der Schubkurbel durch einen Gelenkzweischlag in der Weise ersetzt, dass die Doppeltangente t_1 auch Doppeltangente der Koppelkurve des neu entstehenden Gelenkvierecks ist, Bild 6. Wenn auch die beiden Tangentenpunkte K_2 und K_4 der Lemniskaten symmetrisch zur x-Achse liegen sollen, muss der Gestellpunkt D_0 senkrecht zur Schubgeraden des Gleitsteins im Abstand w_t vom Ursprung angenommen werden. Die Berechnung der Doppeltangente t_1 und der Strecke w_t des Schubgelenks erfolgt wie in [1, S. 58] beschrieben. Die mit der Doppeltangente t_1 verbundenen Getriebelagen sind durch die Winkel

$$\varphi_t = \text{acos}\{(c/a)[(c^2\text{-}a^2)/(b^2\text{-}c^2)]\} \text{ und} \quad (5)$$

$$\psi_t = \text{acos}\{(b/c)[(c^2\text{-}a^2)/(b^2\text{-}c^2)]\} \quad (6)$$

gekennzeichnet.

Aus dem Gleichungsapparat der Geradführungsberechnung in [1] sind einige Restriktionen zu beachten. Die Gleichungen haben nur dann reelle Lösungen, wenn

$$b > c > a \text{ und } c^2 < ab \tag{7}$$

oder aber, worin die Ähnlichkeitsverhältnisse mit dem zweiten koppelkurvengleichen Schubkurbelgetriebe zum Ausdruck kommen, wenn

$$a > c > b \text{ und } c^2 > ab. \tag{8}$$

Die Gestelllänge e berechnet sich zu

$$e = (d^2+w_t^2)^{0.5} \tag{9}$$

$$= [d^2+(c^2-a^2)(b+c)/(b-c)]^{0.5}.$$

Die Bedingung für nicht durchschlagende Doppelschwingen ist

$$c+d < e+a. \tag{10}$$

Wenn e mittels Gleichung (9) aus der Ungleichung (10) eliminiert wird, erhält man für die obere Grenze der Schwingenlänge eines Lemniskatenlenkers

$$d < (ab+c^2)/(b-c). \tag{11}$$

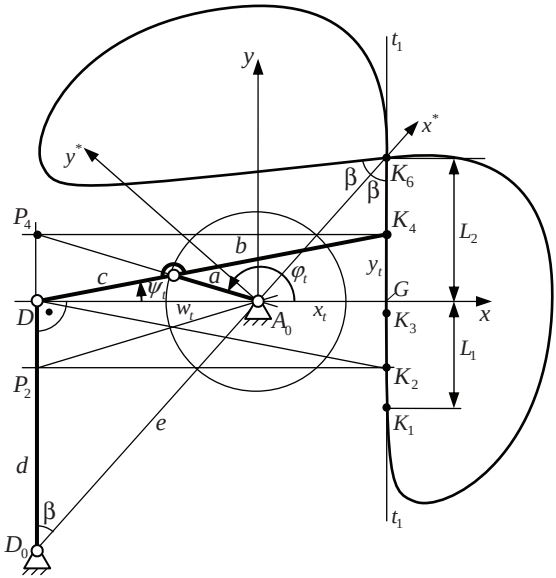


Bild 6: Bezeichnungen am Lemniskatenlenker Typ II

Aus der Anordnung der Geradführungspunkte $y_{K3} > y_{K2}$, Bild 6, folgt für die untere Grenze der Schwingenlänge

$$d > [(2c)/(b\text{-}c)^2][b(b\text{-}c)(ab\text{-}c^2)]^{0.5}. \quad (12)$$

Die Bedingung Gleichung (12) wird nur erfüllt, wenn b-Werte oberhalb der Hyperbel $b = c^2/a$ gewählt werden, Bild 7.

Die Geradführungslänge L kann man sich aus den beiden Anteilen L_1 und L_2 zusammengesetzt vorstellen, $L = L_1 + L_2$, Bild 6. Der Anteil L_1 wird mit der Hälfte der Geradführung einer zentrischen Schubkurbel angenommen, die die gleichen Abmessungen a, b und c wie der Lemniskatenlenker aufweist. Der Anteil L_2 ergibt sich aus der folgenden Überlegung: Der Approximationsbereich wird begrenzt durch den Schnittpunkt K_6 der durch D_0 und A_0 gehenden Geraden mit der Doppeltangenten t_1. Aus kurventheoretischen Gründen ist der Schnittpunkt identisch mit dem Doppelpunkt der Lemniskaten. Die sechs möglichen Schnittpunkte einer Geraden mit der Koppelkurve verdichten sich im Fall der Doppeltangenten t_1 auf zwei Berührungspunkte und einen Doppelpunkt.

Aufgrund der Ähnlichkeit der Dreiecke A_0D_0D und A_0K_6G besteht die Relation

$$L_2 = (x_1/w_1)d = (b/c\text{-}1)d. \quad (13)$$

Damit ergibt sich die Geradführungslänge L angenähert aus

$$L \approx L_1 + L_2 = [2/(b\text{-}c)][b(b\text{-}a)(ab\text{-}c^2)]^{0.5} + (b/c\text{-}1)d. \quad (14)$$

Der auf der Basis der Schubkurbel ermittelte Geradführungsanteil L_1 trifft nur näherungsweise zu, da der Gelenkpunkt D auf einem Kreisbogen statt auf einer Geraden geführt wird; der Anteil L_2, der d als linearen Faktor enthält, gibt dagegen die y-Koordinate des Koppelpunktes K_6 am Ende der Geradführung exakt wieder. Bei gleichen Getriebeabmessungen a, b und c ist die Geradführung eines Lemniskatenlenkers etwa 20 Prozent länger als die einer zentrischen Schubkurbel. Bild 7 zeigt die Geradführungslänge L von Lemniskatenlenkern mit der Schwingenlänge $d = 1.8$.

Die Abweichung *h* einer voll ausgeglichenen Lemniskaten-Geradführung ist formelmäßig elementar nicht zu erfassen; man erhält aber einen guten (etwas zu kleinen) Näherungswert für *h*, wenn man die Abmessungen *a, b* und *c* des Lemniskatenlenkers in die entsprechende Formel der zentrischen Schubkurbel einsetzt [1, S. 58]:

$$h = b - a - [(b^2\text{-}1)(1\text{-}a^2)]^{0.5} \; . \qquad (15)$$

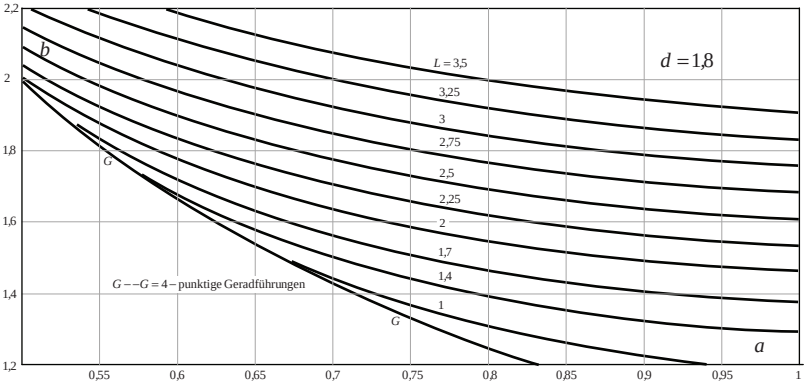


Bild 7: Die Geradführungslänge L von Lemniskatenlenkern mit d = 1.8

4 Die gleichmäßige Approximation einer Lemniskaten-geradführung

Die Getriebeauslegung soll nach dem Prinzip der gleichmäßigen Approximation erfolgen. Um dem zu genügen, muss das angenähert gerade Koppelkurvenstück innerhalb eines schmalen Toleranzbandes verlaufen und die Kurve so oft zwischen den Grenzgeraden hin und her pendeln, wie es dem Grad der Funktion entspricht. Die Breite des Toleranzbandes ist dann am Kleinsten, wenn die Beträge der größten und kleinsten Abweichungen alle gleich groß sind. Im vorliegenden Fall weist die Koppelkurve im Approximationsintervall vier Extremwerte auf, so dass die Grenzgeraden jeweils zweimal berührt werden. Die Getriebeabmessungen sind hier also in der Weise zu bestimmen, dass eine zweite Doppeltangente gefunden wird, die zu der ersten parallel ist.

Schon kleine Änderungen des Koppelüberstandes *b* bewirken relativ große Änderungen der Geradführungsabweichung *h*. Bei der Maßbestimmung eines Geradführungsgetriebes wird man deswegen so vorgehen, dass man zuerst die Abmessungen der Schwingen *a* und *d* unter Berücksichtigung der gewünschten Geradführungslänge *L* und anderer konstruktiver Aspekte festlegt und dann durch Interpolation diejenige Abmessung *b* ermittelt, die das kleinste Abweichungsmaß *h* ergibt.

Die Koppelkurve eines Gelenkvierecks ist bekanntlich eine algebraische Kurve 6. Ordnung. Ihre Gleichung ist in einschlägigen Lehrbüchern, z. B. [5], zu finden. Für Punkte, die auf der Koppel selbst liegen, lautet sie:

$$\begin{aligned}&(b+c)^2[(x^*-e)^2+y^{*2}](x^{*2}+y^{*2}+b^2-a^2)^2 - 2b(b+c)(x^{*2}+y^{*2}-ex^*)\times\\&\times(x^{*2}+y^{*2}+b^2-a^2)[(x^*-e)^2+y^{*2}+(b+c)^2-d^2] + b^2(x^{*2}+y^{*2})\times\\&\times[(x^*-e)^2+y^{*2}+(b+c)^2-d^2]^2 - [2b(b+c)ey^*]^2 = 0.\end{aligned} \qquad (16)$$

Die Achsen des x^*-y^*-Koordinatensystems sind gegenüber dem *x*-*y*-Koordinatensystem um den Winkel $\alpha = (90° - \beta)$ gedreht, Bild 8.

$$\alpha = \operatorname{asin}(d/e). \qquad (17)$$

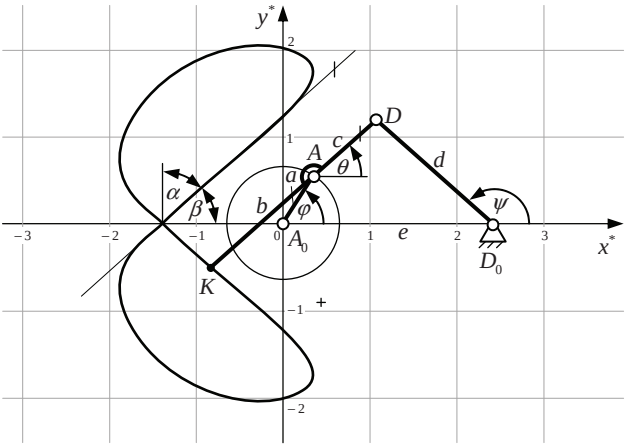


Bild 8: Koppelkurve eines Lemniskatenlenkers im x*-y*-Koordinatensystem

Die Drehung der Koordinatenachsen um den Winkel α erfolgt nach der Vorschrift

$$x^* = x \cdot \cos(\alpha) - y \cdot \sin(\alpha) \quad \text{und} \tag{18}$$

$$y^* = x \cdot \sin(\alpha) + y \cdot \cos(\alpha). \tag{19}$$

Die Geradführungsabweichung ist grafisch untersucht worden. In den Bildern 9 bis 11 sind die um den Winkel α gedrehten Geradführungsabschnitte eines Lemniskatenlenkers mit den Abmessungen a = 0.65, c = 1 und d = 1.8 dargestellt. Die Doppeltangente t_1 der Koppelkurven ist dann stets eine Parallele zur Abszisse. Die Ordinatenwerte des ausgewählten Kurvenabschnitts sind stark vergrößert worden, um den Einfluss einer Variation von b auf die Abweichung gut erkennen zu können.

Den Startwert für b wählt man etwas größer als den Koppelüberstand für eine 4-punktige Geradführung: b = (1···1.05) × c^2/a. Der notwendige Korrekturschritt Δb wird aus der Anschauung des Geradführungsverlaufs gewonnen. Die geforderte zweite, zur ersten parallele Doppeltangente stellt sich im vorliegenden Fall etwa ein, wenn b = 1.578 und e = 2.4116. Wird b größer gewählt, so erhält man eine Abweichungscharakteristik wie in Bild 9; wird b kleiner gewählt, sieht diese aus wie in Bild 10.

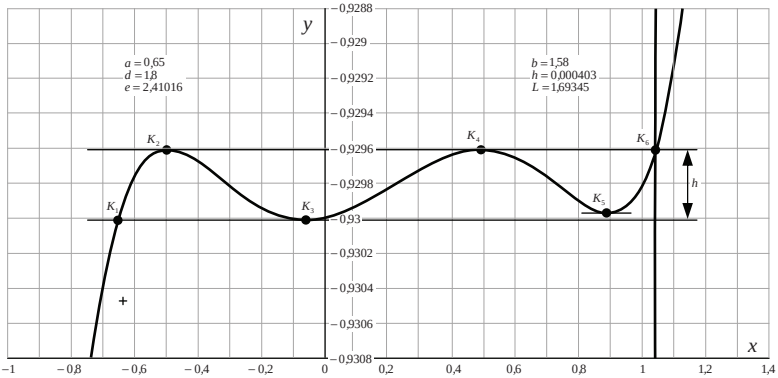


Bild 9: Geradführungsverlauf mit b > Optimum

Die Differenz zwischen dem *b*-Wert einer intervallbezogenen Geradführung mit sechs Alternantenpunkten und einer Geradführung mit 4-punktiger Tangente ist klein und beträgt hier Δb = 1.578 - 1.538 = 0.04 oder 2.6 Prozent. Die mit der Näherungsgleichung (14) berechnete Geradführungslänge L = 1.7117 ist etwa 2.15 Prozent größer als der tatsächliche Wert. Da alle Abmessungen des Getriebes auf die Längeneinheit c = 1 bezogen sind, ist noch der Maßstabsfaktor frei, um ein Konstruktionsmaß, in der Regel die geforderte Geradführungslänge, genau zu erfüllen.

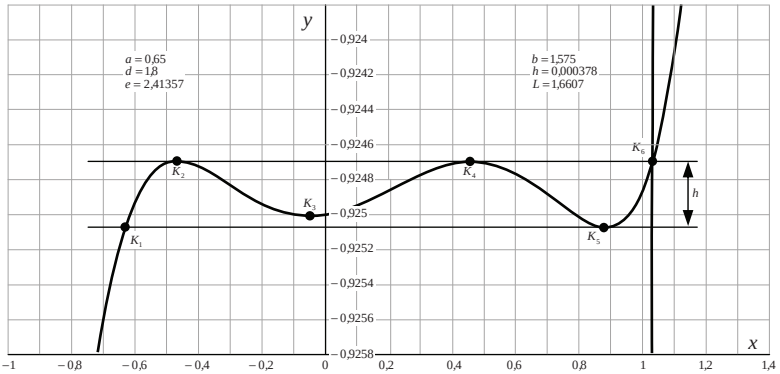


Bild 10: Geradführungsverlauf mit b < Optimum

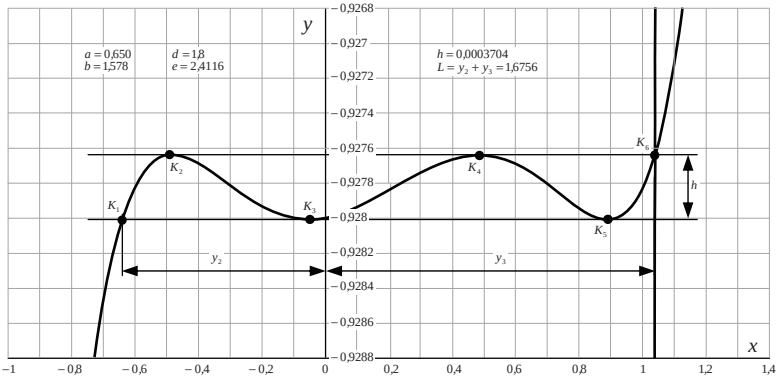


Bild 11: Voll ausgeglichene Geradführung nach der Optimierung

5 Rechenprogramm zur gleichmäßigen Approximation

Die folgenden Gleichungen dienen zur programmierten Berechnung einer voll ausgeglichenen Geradführung und der entsprechenden Abweichungsextremwerte. Zu diesem Zweck werden die Koppelkurvenkoordinaten in Parameterform dargestellt; sie lauten in einem Koordinatensystem, das in A_0 um den Winkel α gegen die Gestellgerade gedreht worden ist:

$$x(\varphi) = a \cdot \cos(\varphi - \alpha) - b \cdot \cos(\theta - \alpha) \quad \text{und} \tag{20}$$

$$y(\varphi) = a \cdot \sin(\varphi - \alpha) - b \cdot \sin(\theta - \alpha). \tag{21}$$

Für den weiteren Rechengang sind die am Gelenkviereck auftretenden Winkel θ und ψ als Funktion des Kurbelwinkels φ darzustellen. Aus der Zwangsbedingung eines geschlossenen Gelenkvierecks ergibt sich

$$\theta(\varphi) = 2\text{atan}\{[\sin(\varphi)-(\sin^2(\varphi)+B^2-D^2)^{0.5}]/(B+D)\} \quad \text{und} \tag{22}$$

$$\psi(\varphi) = 2\text{atan}\{[\sin(\varphi)-(\sin^2(\varphi)+B^2-C^2)^{0.5}]/(B+C)\} \tag{23}$$

mit

$$B = -(e/a) + \cos(\varphi),$$

$$C = (e^2+a^2-c^2+d^2)/(2ad) - (e/d)\cos(\varphi) \quad \text{und}$$

$$D = -(e^2+a^2+c^2-d^2)/(2ac)+(e/c)\cos(\varphi).$$

Für die Abweichungsextrema der Geradführung gilt die Bedingung

$$x'(\varphi) = dx(\varphi)/d\varphi = 0. \tag{24}$$

Mit

$$x'(\varphi) = -a \cdot \sin(\varphi - \alpha) + b \cdot \theta'(\varphi)\sin(\theta(\varphi) - \alpha) \quad \text{und} \tag{25}$$

$$\theta'(\varphi) = (a/c)[\sin(\varphi - \psi(\varphi))] / [\sin(\psi(\varphi) - \theta(\varphi))] \tag{26}$$

folgt die Bestimmungsgleichung für die zugeordnete Kurbelstellungen φ:

$$0 = b \cdot \sin(\varphi - \psi(\varphi)) \sin(\theta(\varphi) - \alpha) - c \cdot \sin(\psi(\varphi) - \theta(\varphi)) \sin(\varphi - \alpha). \tag{27}$$

Die Bestimmungsgleichung (27) muss numerisch ausgewertet werden; man erhält die Extrema der um α gedrehten Koppelkurve. Für die Bestimmung der Genaupunkte K_3 und K_5 werden in dem Rechenprogramm zwei

Schätzwerte φ_3* und φ_5* für die Winkelstellungen φ_3 und φ_5 benötigt. Die Lage des Extremums K_3 wird bei $\varphi_3^* = \alpha$ angenommen, die Lage des Extremums K_5 bei $\varphi_5^* = \alpha + 2\varphi_1$.

Die durch Interpolation ermittelten Kennlinien von Lemniskatenlenkern mit voll ausgeglichener Geradführung, Bild 12, können für eine vorläufige Festlegung der Getriebeabmessungen benutzt werden. Wenn die Genauigkeitsforderungen an die Geradführung jedoch größer sind, ist eine rechnerische Bestimmung der Abmessungen empfehlenswert, weil schon kleine Änderungen des Koppelüberstandes *b* sich deutlich auf die Geradführungsabweichung *h* auswirken.

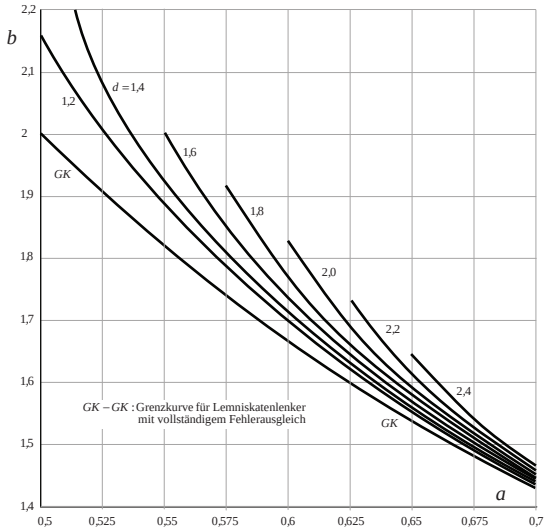


Bild 12: Abmessungen voll ausgeglichener Geradführungslenker

6 Beispiel: Entwurf eines Tiefpumpenantriebes

Am Beispiel eines Tiefpumpenantriebes für die Ölförderung [4] wird im Folgenden die Auslegung eines Lemniskatenlenkers mit voll ausgeglichener Geradführung vorgeführt. Bild 13 zeigt den Antriebsmechanismus einer Kolbenpumpe, mit der Erdöl aus großer Tiefe gefördert wird. Das Pumpengestänge ist in dem Bereich zwischen K_1 und K_5 möglichst geradlinig zu führen. Der Hub der Kolbenpumpe beträgt H = 3000 mm. Zur Geradführung wird ein Lemniskatenlenker verwendet, dessen Koppelglied *DAK* durch eine umlaufende Kurbel F_0F und die Pleuelstange *FA* angetrieben wird.

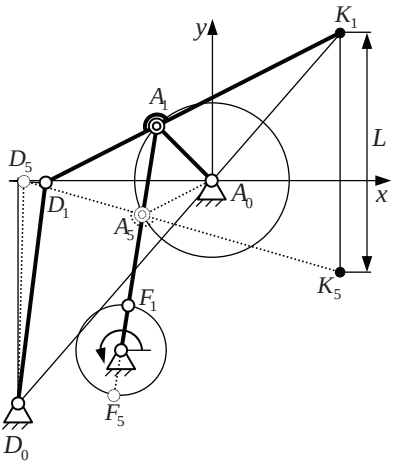


Bild 13: Tiefpumpenantrieb (Getriebe Nr.1)

Bei der Wahl der Getriebeabmessungen sind die Restriktionen $b > c > a$ und $c^2 < ab$ sowie die Ungleichungen (11) und (12) zu beachten. Alle Längen sind auf die Koppellänge c = 1 bezogen. Die Schwingenlänge d wird unter konstruktiven Aspekten mit d/c = 1.8 festgelegt. Für drei Werte der Kurbellänge a:

1. a = 0.625 2. a = 0.650 3. a = 0.675

werden die Koppelüberstände b und die Gestelllängen e so ermittelt, dass sich eine voll ausgeglichene Geradführung einstellt.

Getriebedaten:

Getriebe Nr. 1	Getriebe Nr. 2	Getriebe Nr. 3
$a = 0.625$	$a = 0.650$	$a = 0.675$
$b = 1.660989$	$b = 1.578216$	$b = 1.5107763$
$d = 1.8$	$d = 1.8$	$d = 1.8$
$L = 1.928$	$L = 1.6756$	$L = 1.4911$
$h = 0.723\times10^{-3}$	$h = 0.3704\times10^{-3}$	$h = 0.1939\times10^{-3}$
$h/L = 0.375\times10^{-3}$	$h/L = 0.221\times10^{-3}$	$h/L = 0.130\times10^{-3}$
$M = 1555.5$	$M = 1790.4$	$M = 2011.9$
$K_B = 1.925\times10^{7}$	$K_B = 2.347\times10^{7}$	$K_B = 2.761\times10^{7}$
$\beta = 48.972°$	$\beta = 48.279°$	$\beta = 47.723°$.

Über die Eignung der Getriebe für Geradführungszwecke entscheiden in erster Linie der Kennwert h/L, der möglichst klein sein sollte, und die Baugröße K_B des Getriebes, die, abgesehen von dem Maßstabsfaktor M, durch den Flächenbedarfskennwert $K_A = (c+b)\times(y_3+d) = (c+b)bd/c$ bestimmt wird:

$$K_B = M^2 K_A. \tag{28}$$

Die Tendenz der Kennwerte h/L und K_B ist gegenläufig. Die relative Geradführungsabweichung des Getriebes Nr. 1 ist zwar die größte von allen, aber immer noch sehr klein (1.125 mm Abweichung auf 3000 mm Kolbenhub), so dass hier die Baugröße als alleiniges Entscheidungskriterium genommen werden kann. Geht man wieder zu dimensionsbehafteten Längen über, so ergibt sich als günstigste Ausführung das Getriebe Nr. 1 mit den Abmessungen:

$a = 972.19$ mm	$b = 2583.68$ mm	$d = 2799.90$ mm
$e = 3711.42$ mm	$L = 3000$ mm	$h = 1.1246$ mm

Bild 14 zeigt den ausgeglichenen Geradführungsverlauf eines Lemniskatenlenkers mit den Abmessungen $a = 0.65$, $b = 1.578215$, $c = 1$, $d = 1.8$ und $e = 2.411$, hier über dem Schwingenwinkel φ aufgetragen.

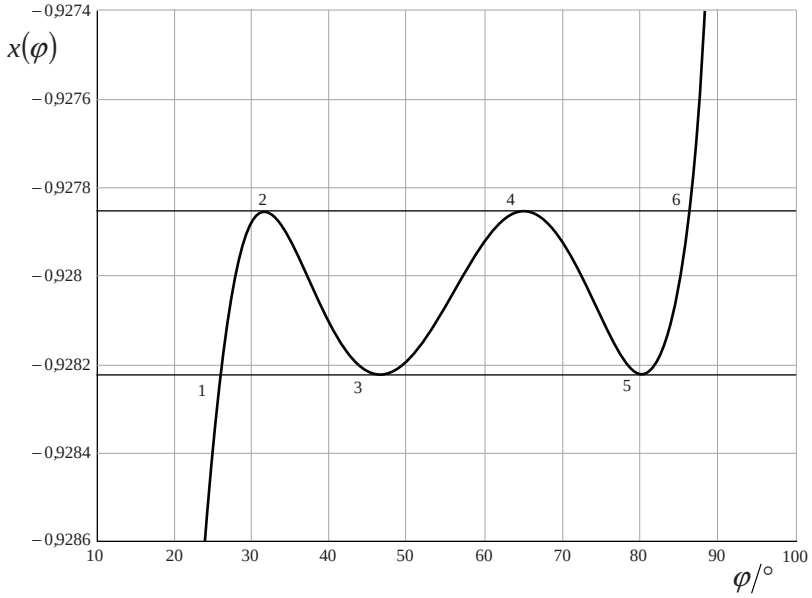


Bild 14: Ausgeglichene Geradführung des Lemniskatenlenkers Nr. 2

Die Daten entsprechen denen des Getriebes Nr. 2. Der Kurvenverlauf ist dem in Bild 11 gezeigten qualitativ sehr ähnlich. Dort war als Funktionsvariable der Weg *x* des geradgeführten Koppelpunktes gewählt worden, so dass in dem Diagramm unmittelbar die Geradführungslänge *L* abgelesen werden konnte. Die in Bild 14 gezeigte Kurve enthält die für die Konstruktion des Getriebes wichtigen Werte φ_1 und φ_6, die die Getriebelagen am Beginn und Ende der Geradführung kennzeichnen.

Der Geradführungsmechanismus wird über die Kurbel F_0F und die Pleuelstange FA angetrieben. Dazu ist der Zweischlag F_0FA der Kurbelschwinge F_0FAA_0 so zu bestimmen, dass die Totlagenstellungen A_1 und A_5 den Endstellungen K_1 und K_5 entsprechen. Durch die noch freie Geometrie des Zweischlags F_0FA besteht die Möglichkeit, das Bewegungsgesetz des Koppelpunktes *K* zu beeinflussen.

Literatur

[1] Schlüter,O.: Die gleichmäßige Approximation von Geraden und Kreisbögen durch symmetrische Koppelkurven viergliedriger Gelenkgetriebe, Dissertation, TU Dresden, 2008.

[2] Modler, K.-H., Schlüter, O., Krenek, K.: Maßsynthese angenäherter Geradführungs- und Koppelrastgetriebe, VDI-Berichte Nr. 1966, 2006, S. 259-278 .

[3] Luck, K.; Modler, K.-H.: Getriebetechnik, Analyse – Synthese – Optimierung, Akademie-Verlag, Berlin 1990.

[4] Dittrich, G. u. Braune, R.: Getriebetechnik in Beispielen, R. Oldenbourg, Verlag, München Wien, 1978.

[5] Dizioglu, B.: Getriebelehre, Band 2: Maßbestimmung, Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig, 1967.

Einsatzmöglichkeiten der 3D-CAD Systeme Catia V5 und Pro/Engineer Wildfire in der Getriebetechnik

Dipl.- Ing. Timo Scherer; Dipl.- Ing. Christian Ahl; Dipl.- Ing. Henning Helsper; Dr.- Ing. Wolfgang Lohr; Prof. Dr.- Ing. Rainer Lohe

Universität Siegen, Department Maschinenbau, Institut für Konstruktion

Kurzfassung

CAD-Systeme sind die am häufigsten verwendeten Werkzeuge eines Konstrukteurs. Am Beispiel einiger klassischer Verfahren der Getriebesynthese wird untersucht, ob und wie diese Verfahren mit oder ohne Modifikationen in die CAD-Arbeitsumgebung übernommen werden können. Es werden Möglichkeiten aufgezeigt, auf welche Weise die 3D-CAD- Systeme Catia V5 und Pro/Engineer Wildfire zur Lösung von Bewegungsaufgaben genutzt werden können. Gegenüber der manuellen Zeichnung zeigen sich erweiterte Möglichkeiten der Getriebesynthese, ohne dass der CAD-Bearbeiter Kenntnisse in der Programmierung von Routinen im CAD- System benötigt.

1 Einleitung

Die klassischen grafischen Verfahren der Getriebesynthese können zeitaufwändig sein, hohe Genauigkeitsansprüche haben und manchmal müssen sie mehrfach wiederholt werden bis ein zufriedenstellendes Getriebe gefunden ist. Außerdem schließt sich dann normalerweise die konstruktive Detailgestaltung des Getriebes an. Bedenkt man zudem noch, dass viele Mechanismen von Konstrukteuren ausgelegt werden, dann spricht das alles dafür, sein Hauptwerkzeug, das CAD-System dafür zu verwenden.

Über die Anpassung der klassischen Syntheseverfahren an die Möglichkeiten von CAD-Systemen ist allerdings bis heute wenig

veröffentlicht. Mit diesem Beitrag sollen anhand einiger Beispiele einige grundlegende getriebetechnische Fragen geklärt werden:

- Sind die betrachteten CAD-Systeme hinsichtlich einer getriebetechnischen Synthese unterschiedlich?
- Ist es erforderlich, dass man spezielle getriebetechnische Software schreibt, um die klassischen Verfahren in das Umfeld der Entwicklungsabteilungen zu bringen?
- Werden grafische Verfahren in der Zukunft weiter gebraucht?
- Wird ihre Bedeutung schwinden, weil überall dort, wo spezielle Mechanismen Aufmerksamkeit erfordern, CAD-unabhängige Spezialsoftware entsteht?
- Oder bekommen sie eine ganz neue, größere Bedeutung, weil jetzt mit CAD-Systemen das vorher fehlende Ausführungswerkzeug zur Verfügung steht?
- Müssen die Verfahren angepasst werden, weil die getriebetechnischen Kenntnisse der Entwickler geringer werden oder weil CAD-Systeme selbst gewisse Grundfähigkeiten haben?
- Eignet sich die von BURMESTER angegebene Konstruktion der Mittel- und Kreispunktkurve zur Übernahme in die CAD-Welt?
- Braucht man weiterhin die Konstruktionsvorschriften, wie z.B. VDI-Richtlinien?
- Gilt das auch für die Diagramme zum Auffinden der übertragungsgünstigsten Getriebe?
- Ist die klassische Getriebesynthese im CAD-Umfeld eine Möglichkeit, die dynamisch interaktive Arbeitsweise für die Getriebeoptimierung einzuführen?

2 CAD-Systeme

Für die in den folgenden Kapiteln beschriebenen Beispiele zur Lösung von Führungs- und Übertragungsaufgaben sind die CAD-Systeme Catia V5 R 18 von Dassault Systems sowie Pro/Engineer Wildfire 5 von der Parametric Technology Corporation (PTC) gewählt worden. In **Bild 1** wird der Skizziermodus von Catia V5 gezeigt, in dem die Konstruktion einer Kurbelschwinge nach VDI-Richtlinie 2130 durchgeführt wurde. Links im Bild ist der Strukturbaum eingeblendet. **Bild 2** zeigt ebenfalls eine Konstruktion

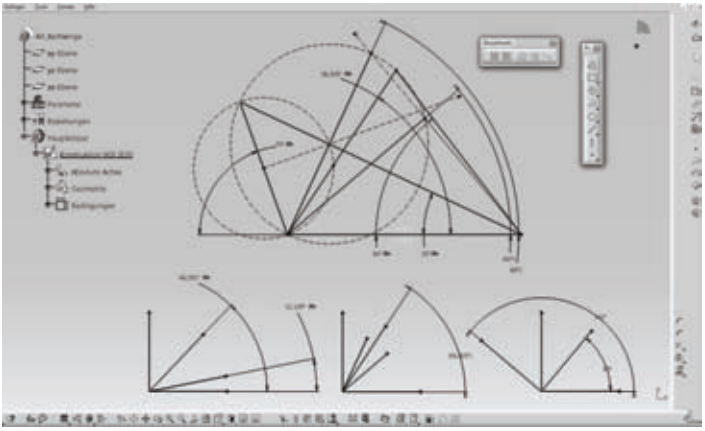


Bild 1: *Arbeitsumgebung in Catia V5 am Beispiel der VDI-Richtlinie 2130*

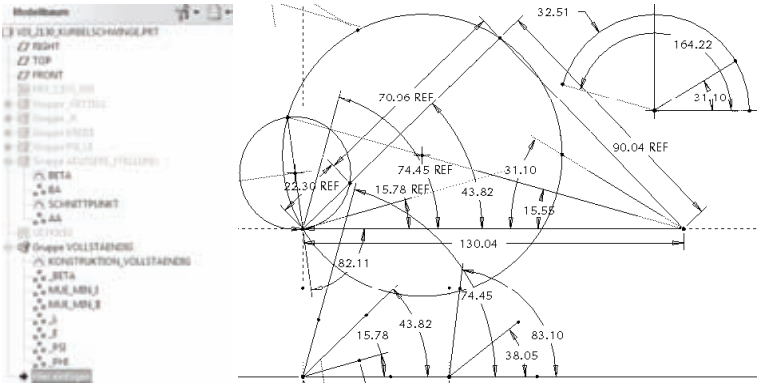


Bild 2: *Arbeitsumgebung in Pro/Engineer am Beispiel der VDI-Richtlinie 2130*

nach VDI-Richtlinie 2130, hier aber in der Arbeitsumgebung von Pro/Engineer Wildfire. Rechts in **Bild 2** ist ein Ausschnitt der Skizzierumgebung zu sehen, links der zugehörige Modellbaum. Mit beiden CAD-Systemen wird die dynamisch interaktive Getriebesynthese aufgezeigt und die Unterschiede der Systeme werden erläutert. Beide CAD-Systeme sind parametrisch aufgebaut. Sie unterscheiden sich jedoch in der Art der Parametrisierung. Die Systeme bieten im Strukturbaum (Modellbaum) eine

einfache Festlegung und Manipulation von Benutzerparametern an [1]. Als Strukturbaum wird hier die Anzeige der Gliederung der erzeugten Teile, Skizzen, Parameter etc. bezeichnet. Der Strukturbaum stellt somit u.a. die Entstehungsgeschichte eines Bauteils anschaulich dar [2]. Alternativ kann in beiden Systemen für die Parametrisierung eine Tabelle genutzt werden. Auf diese Tabelle kann der Konstrukteur in Pro/Engineer sowohl in der 2D-Skizze, als auch im 3D-Teilemodus zugreifen. In Catia kann die Änderung der Parameter nur auf der 3D-Bauteil-Ebene vorgenommen werden. Vorteile bietet Pro/Engineer bei der Beziehungssteuerung von 2D Elementen innerhalb der Skizzierumgebung. Dort können geometrische Bedingungen, wie „gleiche Länge“ oder „gleicher Winkel“, definiert werden, ohne dass ein Bemaßungswert festgelegt ist. Dies ist durch die automatische Generierung von „schwachen Maßen“ möglich [3].

Als „schwache Maße“ werden automatisch von Pro/Engineer erzeugte Maße bezeichnet. Deren Bemaßungswerte sind veränderlich und passen sich manuell hinzugefügten Maßen bzw. Bedingungen an. Weiterhin können sie in „starke Maße“ umgewandelt werden oder aufgrund einer manuell hinzugefügten gleichwertigen Bedingung wieder verschwinden. Manuell eingefügte Maße (starke Maße) können von Pro/E nicht automatisch gelöscht werden, können aber zum Beispiel durch dynamisches „Ziehen“ an dem 2D Element geändert werden. Ist die Möglichkeit der Änderung von Maßen durch dynamisches Ziehen nicht erwünscht, so muss das Maß aktiv „gesperrt“ werden [3].

Catia nutzt hier eine Formelabhängigkeit über Bemaßungswerte. Um zum Beispiel über eine Formelabhängigkeit Linien gleicher Länge zu definieren, muss zunächst ein Maß für die Wertzuweisung erzeugt werden. Weiterhin muss ein Maß existieren, dem dieser Wert zugewiesen werden soll. Die Länge der zweiten Linie ändert sich dann analog zur ersten [1]. Maßänderungen können nur an dem Wert der ersten Linie vorgenommen werden. Dieser Unterschied hat Auswirkungen auf die Dynamik bei der interaktiven Lösung einer getriebetechnischen Aufgabe.

Ein weiterer Unterschied in der Parametrik liegt in der Berechnung und im Modell- bzw. Skizzenaufbau bei einer dynamischen Veränderung von 2D Elementen. Während Pro/E durch die zuvor beschriebene Methode der Bedingungssteuerung keine Probleme bei der gleichzeitigen dynamischen

Veränderung mehrerer 2D Elemente bereitet, ist die Dynamik bei Catia eingeschränkt. Hier stellt besonders das Zusammenspiel von Bedingungen und Maßen bei gleichzeitigem dynamischem Ändern eines Elementes eine Hürde dar.

Diese Hürde kann durch eine „externe“ Verschiebung des Elementes umgangen werden. Dabei wird das Element nicht direkt verschoben, sondern über die Verschiebung eines durch Bedingungen gekoppelten Elementes gesteuert. Hierzu sind selbsterstellte „Anfasspunkte“ geeignet. Durch diese Umgehung ist die dynamische Interaktivität auch in Catia V5 gegeben.

3 ALT’sche Totlagenkonstruktion nach VDI 2130

Die VDI-Richtlinie 2130 [4] beinhaltet die Konstruktionsvorschriften für alle 4-gliedrigen Getriebe mit gegebenen Totlagen. Für die Kurbelschwinge ist die Konstruktion in **Bild 3** dargestellt. Für ein Paar gegebener Totlagenwinkel gibt es unendlich viele Lösungsgetriebe, die jeweils durch die Lage des Punktes B_a, (bzw. durch den Konstruktionswinkel β) auf dem Bogenstück zwischen den Punkten L und E festgelegt werden.

Die Bestimmung des übertragungsgünstigsten Getriebes nach der VDI-Richtlinie 2130 erfolgt durch das Ablesen des Konstruktionswinkels β aus einem Diagramm. Dadurch sind die Punkte A_a auf dem Kreis k_A und B_a auf dem Kreis k_B. festgelegt.

Die CAD-basierte Konstruktion folgt dem Vorgehen nach VDI-Richtlinie 2130. Die Konstruktion ist über Beziehungen zwischen den einzelnen Konstruktionselementen so aufgebaut, dass sich bei Änderungen an einer Stelle die restlichen Getriebeabmessungen direkt anpassen. Änderbar sind die Aufgabenparameter An- bzw. Abtriebswinkel φ_0 bzw. ψ_0 sowie die Gestelllänge und als Wahlparameter der Konstruktionswinkel β. Diese veränderbaren Maße sind durch die ausgefüllten „Anfasspunkte" in **Bild 3** zu erkennen.

Über die Skizze unten links in **Bild 3** wird die Aufgabe festgelegt. Dazu werden die beiden „Anfasspunkte“ so gedreht, dass die Winkel φ_0 und ψ_0 der Aufgabe entsprechen. Ebenso können über die Parametersteuerung auch konkrete Werte eingegeben werden. Nach Festlegung der Aufgabe lässt

sich über die untere mittlere Skizze in **Bild 3** der Konstruktionswinkel β zwischen L und E variieren.

In der letzten Skizze unten rechts in **Bild 3** können dabei die sich simultan ändernden Auswirkungen auf die Getriebequalität beobachtet werden. Sie ist also das assoziative Element. Es zeigt die Güte des gewählten Getriebes, die in diesem Fall durch die beiden Übertragungswinkel beschrieben wird und dient dem Konstrukteur somit als Kompass. Bei Bedarf kann dieser die Übertragungswinkel aber auch unabhängig voneinander berücksichtigen und bewerten.

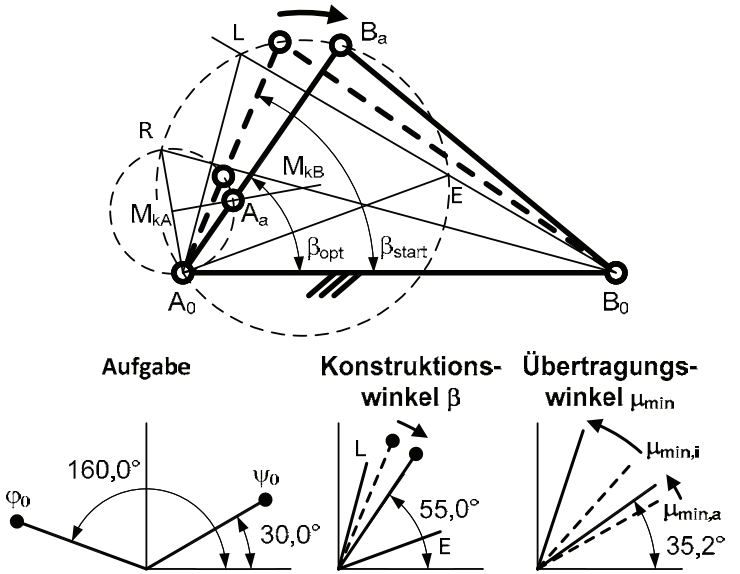


Bild 3: *CAD-basierte Konstruktion übertragungsgünstiger Kurbelschwingen*

Der Konstruktionswinkel β wurde hier von einem beliebigen Startwert β_{start} so lange variiert, bis bei einem Konstruktionswinkel β_{opt} der Minimalwert des kleineren Übertragungswinkels möglichst groß ist.

Bei der Modellierung in den CAD-Systemen sind hier keine Unterschiede zwischen den Systemen Catia V5 und Pro/E Wildfire festzustellen. Auch die bereits beschriebenen Unterschiede (vgl. Kap 0) in der Parametrik stellen

den Konstrukteur hier vor keine großen Probleme, da die Steuerung generell über externe Anfasspunkte erfolgt.

4 Konstruktion übertragungsgünstiger viergliedriger Gelenkgetriebe für gleichläufige Schwingbewegung nach VDI 2123

Durch Ablesen aus einem Diagramm der VDI-Richtlinie 2123 [5] werden für eine gegebene Aufgabe (φ_0 und ψ_0 in **Bild 4** oben rechts) die Wahlparameter (Konstruktionswinkel φ' und ψ') festgelegt. Daraus ergibt sich der Punkt ${}_1B$ als Schnittpunkt der freien Schenkel. Über die allgemeine Relativlagensynthese wird der Punkt ${}^1_2B$ konstruiert. Der Punkt ${}_1A$ des gesuchten übertragungsgünstigsten Getriebes ergibt sich als Schnittpunkt des freien Schenkels des Winkels $2\varphi'$ mit der Mittelsenkrechten auf ${}_1B$ und ${}^1_2B$.

In der CAD-basierten Synthese kommt dem Konstrukteur zugute, dass gleichzeitig beide Wahlparameter φ' und ψ' manipuliert werden können (Verschieben des Punktes ${}_1B$). In der Skizze Mitte rechts kann die Manipulation auch einzeln und nacheinander ausgeführt werden kann.

Als Navigationshilfe wird auch hier das Gütekriterium des Getriebes unten rechts im **Bild 4** angezeigt. Hier wurden die drei potentiell kritischen Übertragungswinkel $\mu_{min,1}$, $\mu_{min,2}$ und $\mu_{min,S}$ im geforderten Bewegungsbereich (Anfangs-, End- und Steglage) gewählt. Im Falle dieser 2-parametrigen Optimierung wird die Stärke der assoziativen dynamisch-interaktiven Arbeitsweise besonders deutlich. Ideal wird sie, wenn man wie hier als Kompass die Güte der Lösung synchron verfolgen kann.

In diesem Beispiel gilt für das übertragungsgünstigste Getriebe systembedingt $\mu_{min,1} = \mu_{min,S}$. Natürlich erlaubt diese Vorgehensweise auch eine getrennte Beobachtung und Beurteilung der drei Übertragungswinkel.

Ebenso wie im vorangegangenen Kapitel sind nur geringe Unterschiede zwischen den CAD-Systemen ersichtlich. Bei der Wahl des Punktes ${}_1B$ ist darauf zu achten, dass durch das Ziehen des Punktes das Getriebe nicht entartet. Hier ist die eingestellte Genauigkeit / Sensitivität der beiden CAD-Systeme ausschlaggebend.

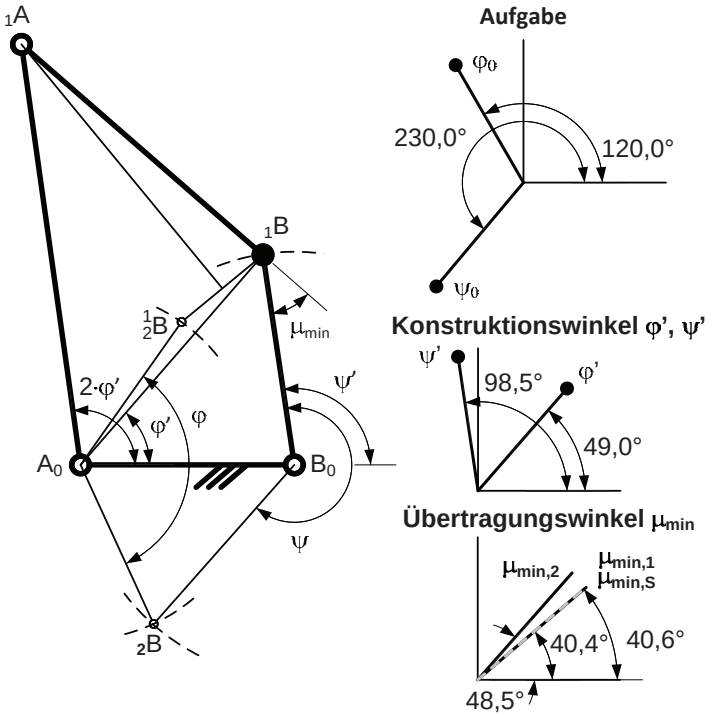


Bild 4: *CAD-basierte Konstruktion übertragungsgünstiger Getriebe nach VDI-Richtlinie 2123*

5 Synthese für fünf vorgegebenen Punkte einer Koppelkurve

Um Getriebeabmessungen zu finden, die einen Koppelpunkt durch fünf vorgegebene Punkte führen, eignet sich die dynamisch interaktive Synthese in einem CAD-System wegen der freien Wahlmöglichkeiten besonders gut.

Das 4-gliedrige Getriebe mit 4 Drehgelenken und einem Koppelpunkt hat mit dem Stellungsparameter (z.B. Antriebskoordinate) 10 Wertigkeiten. Es kann also neun vorgegebene Punkte einer Koppelkurve exakt durchlaufen. Zur Synthese eines solchen Getriebes fehlen aber die zeichnerischen Methoden.

Will man aber nur fünf Punkte einer Koppelkurve vorgeben, dann ist die Aufgabe 6-wertig und man kann vier Wertigkeiten nutzen, um vier Abmessungen frei zu wählen. Das allein ist aber noch nicht zielführend, wenn keine Methode bekannt wäre, wie man nach der Wahl dieser vier Parameter die restlichen sechs ermittelt. Hain hat bereits in den vierziger Jahren mit der Punktlagenreduktion [6], [7], [8] eine Methode veröffentlicht, um das Getriebe für fünf exakt vorgegebene Punkte einer Koppelkurve zu ermitteln.

In **Bild 5** wird der erste Gestellpunkt B_0 als Schnittpunkt zweier Mittelsenkrechten auf den Verbindungslinien von je zwei gegebenen Punktlagen angenommen. Dieser Gestellpunkt B_0 wird später zum Drehpol der entsprechenden vier Lagen der Koppel. In **Bild 5** wurden die Punktepaare 1-4 und 2-3 gewählt. Der Wahl des Gestellpunktes B_0 sind zwei Wertigkeiten zugeordnet, sodass noch zwei weitere verbleiben.

Die dritte Wahlfreiheit wird dazu genutzt, durch die Festlegung des Winkels α die Ausrichtung des Gestells frei zu wählen. Daraus ergibt sich die Lage der beiden Strahlen ${}_1a$ und ${}_2a$ durch Übertragung der halben Winkel ${}_1E\text{-}B_0\text{-}{}_4E$ und ${}_2E\text{-}B_0\text{-}{}_3E$ an das Gestell in B_0. Diese beiden Strahlen ${}_1a$ und ${}_2a$ sind geometrische Orte für die ersten beiden Lagen des Gelenkpunktes A.
Die vierte Wahlfreiheit wird dazu genutzt, der Koppelabmessung AE einen frei wählbaren Wert zuzuweisen. Dadurch liegen jetzt die ersten beiden Lagen des Gelenkpunktes A fest und mit Hilfe ihrer Mittelsenkrechten auch der zweite Gestellpunkt A_0 auf der Gestellgeraden. Zeichnet man die fünf Lagen der Koppelebene von ${}_1A_1E$ bis ${}_5A_5E$, dann stellt man fest, dass jeweils zwei der fünf Relativlagen des Punktes B_0, nämlich ${}^1_1B_0$ mit ${}^1_4B_0$ und ${}^1_2B_0$ mit ${}^1_3B_0$ zusammenfallen. Nur dadurch ist es möglich, einen Kreis durch diese fünf Punkte zu zeichnen. Dessen Mittelpunkt ist ${}_1B$.

Für diese letzten beiden Wahlmöglichkeiten ist jetzt wieder die zweiparametrische dynamisch interaktive Arbeitsweise im parametrischen CAD-System ideal geeignet. Wie hier vorgeschlagen, kann man in einer beziehungsgesteuerten separaten Darstellung durch Bewegen des „Anfasspunktes“ die Abmessung EA und den Gestellwinkel α gleichzeitig und unabhängig voneinander modifizieren.

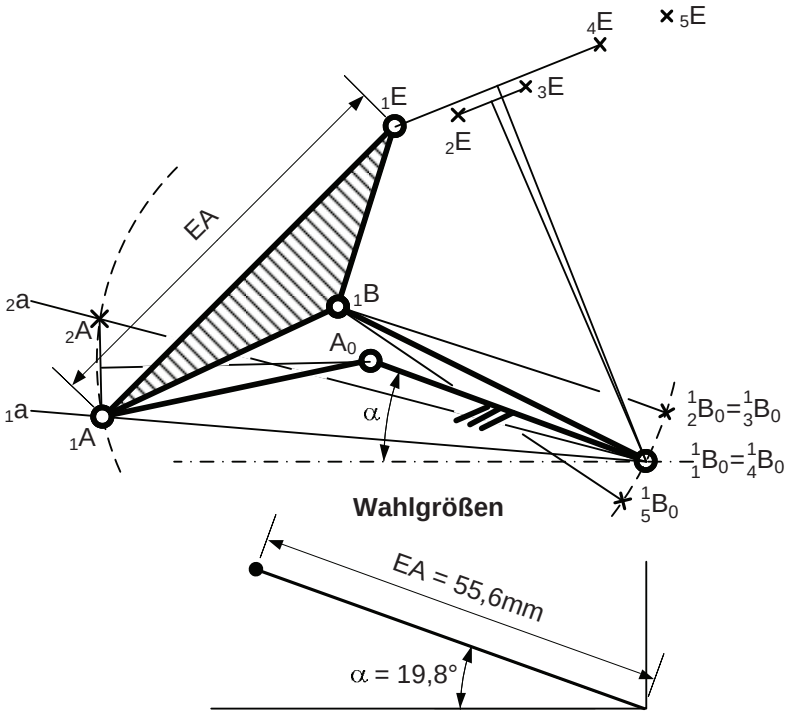


Bild 5: *Punktlagenreduktion für fünf Punkte einer Koppelkurve*

Eine assoziative Komponente, die dem Konstrukteur anhand von Qualitätskriterien den Weg zu besseren Getrieben weist, ist bei dieser Synthesemethode nicht so naheliegend wie bei den vorangegangenen Beispielen. Je nach Anwendung und Antriebsart könnte man sich wieder die Übertragungsgüte als Kriterium vorstellen. Aber auch Platzbedarf oder Umlauffähigkeit könnten eine Rolle spielen. Im Sinne eines allgemeingültigen Vorschlages für eine parametrische Zeichnung wird man also die Wahl von orientierungsweisenden Qualitätskriterien besser dem Einzelfall und dem Konstrukteur überlassen.

Die Getriebesynthese für das Führen eines Koppelpunktes durch fünf vorgegebene Punkte einer Koppelkurve ist innerhalb der beiden CAD-

Systeme realisierbar und gut darstellbar. In dem gezeigten Vorgehen treten keine Unterschiede zwischen den CAD-Systemen auf.

6 Getriebesynthese für drei Lagen einer Koppelebene

Für die drei vorgegebenen Ebenenlagen im **Bild 6** werden im CAD-Modell die Gelenkpunkte $_1A$ und $_1B$ frei gewählt. Die gewählten Punkte werden in die beiden anderen Lagen dupliziert. Durch die drei Lagen der Punkte wird je ein Kreisbogen gelegt, deren Mittelpunkte die zugehörigen Gestellpunkte A_0 und B_0 darstellen. Mit dieser freien Wahl eines Gelenkpunktes ist es

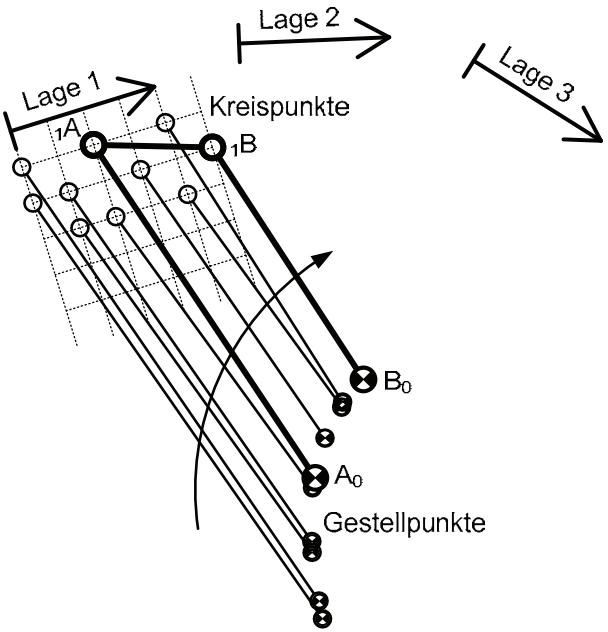


Bild 6: *Getriebe zur Lösung einer Führungsaufgabe durch drei Lagen*

möglich, auf einfache und schnelle Weise mehrere mögliche Lenker zu ermitteln. Ein mögliches Getriebe ist somit durch die Punkte A_0-$_1A$-$_1B$-B_0 in der Lage 1 bestimmt.

Die Darstellung einiger Lenker und eines Getriebes ist in **Bild 6** gezeigt. Die Lösung von drei Lagen-Problemen wird so auch einem CAD-Konstrukteur ohne spezielle Kenntnisse der Getriebetechnik ermöglicht.

Bei der Erzeugung der homologen Lagen bzw. der Punkte zu den vorgegebenen Lagen treten die bereits genannten Unterschiede in der Parametrik auf. In Pro/E lassen sich die Punkte durch die nutzbaren Bedingungen so ziehen, dass die Darstellung der Gelenkpunkte ohne Einschränkungen durchgeführt werden kann. Catia benötigt hier die zuvor beschriebenen Anfasspunkte, um eine analoge Dynamik zu erlangen.

7 Getriebesynthese für vier Lagen einer Koppelebene mit Hilfe der BURMESTER´schen Kurven

Das Beispiel in **Bild 7** zeigt, auf welche Weise in einem CAD-System die BURMESTER´sche Kreispunktkurve und Mittelpunktkurve erzeugt und ein Viergelenkgetriebe ausgewählt werden können. Die BURMESTER'schen Kurven werden hier nicht nach den in der Literatur bekannten Verfahren [9] konstruiert oder berechnet. Stattdessen wird ein systematisches, aber intuitiv-interaktives Vorgehen angewendet, um einen in Durchmesser und Lage veränderlichen Kreis durch drei Punkte mit einem vierten Punkt zur Deckung zu bringen. Wenn das CAD-System es zulässt, kann man diesen vierten Punkt auch über eine Bedingung auf dem beschriebenen Kreis positionieren.

Grundlage zur Bestimmung der BURMESTER´schen Kurven sind vier gegebene Lagen einer Ebene. Der Aufbau des CAD-Modells beginnt wieder mit der freien Wahl eines Kreispunktes, hier des Gelenkpunkts $_1$A. Für die zugeordneten restlichen drei homologen Lagen dieses Punktes werden auch hier die Bedingungen eingeführt.

Der Gelenkpunkt A kann in einer Ebenenlage frei verschoben werden. Seine homologen Lagen in den anderen Ebenenlagen ändern sich analog.

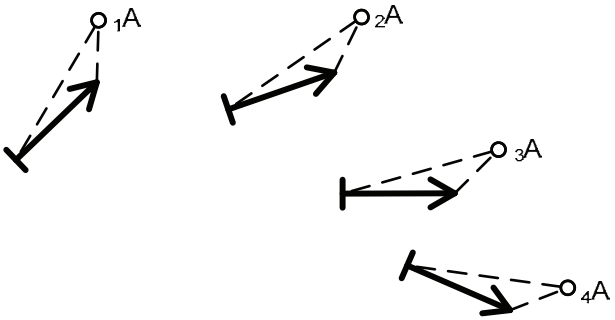


Bild 7: *Vier homologe Punktlagen auf den gegebenen Ebenenlagen*

Das Ziel ist, die Punkte $_1$A bis $_4$A so zu positionieren, dass sie alle vier auf einem Kreis liegen. Dazu wird zunächst ein Kreis durch drei Punkte definiert. Der verbliebene vierte Punkt wird interaktiv verschoben. Durch Ziehen dieses Punktes ändert sich die Lage des Kreises durch die anderen drei Punkte. Durch geschicktes Verschieben des vierten Punktes lässt er sich auf dem „beweglichen" Kreis ablegen. Damit liegen alle vier Punkte auf einem Kreis. Die vier Lagen des Gelenkpunktes A kennzeichnen also Punkte der vier Kreispunktkurven und der Mittelpunkt A_0 des Kreises ist ein Punkt der Mittelpunktkurve. Wird der Vorgang wiederholt, können die in **Bild 8** dargestellten BURMESTER'schen Mittel- und Kreispunktkurven in einer frei wählbaren Genauigkeit ermittelt werden.

Einander zugeordnete Kreis- und Mittelpunkte werden durch Lenker verbunden, von denen zwei ausgewählt werden, um das Getriebe endgültig festzulegen.

Ebenso wie bei der Darstellung der Gelenkpunkte im vorangegangen Kapitel, benötigt Catia hier einen zusätzlichen Anfasspunkt, um alle vier Punkte auf den Kreis zu binden. Neben dem externen Anfasspunkt ist es durch den Konflikt von Maßen und Bedingungen (vgl. Kapitel 0) in Catia nicht möglich den verbliebenen vierten Punkt dauerhaft auf den Kreis zu binden (bspw. durch eine Kongruenzbedingung). Durch die feste Bindung entartet die Konstruktion und es können keine weiteren Punkte der Kreispunkt- bzw. Mittelpunktkurve gefunden werden. Diese Probleme treten in Pro/E nicht auf.

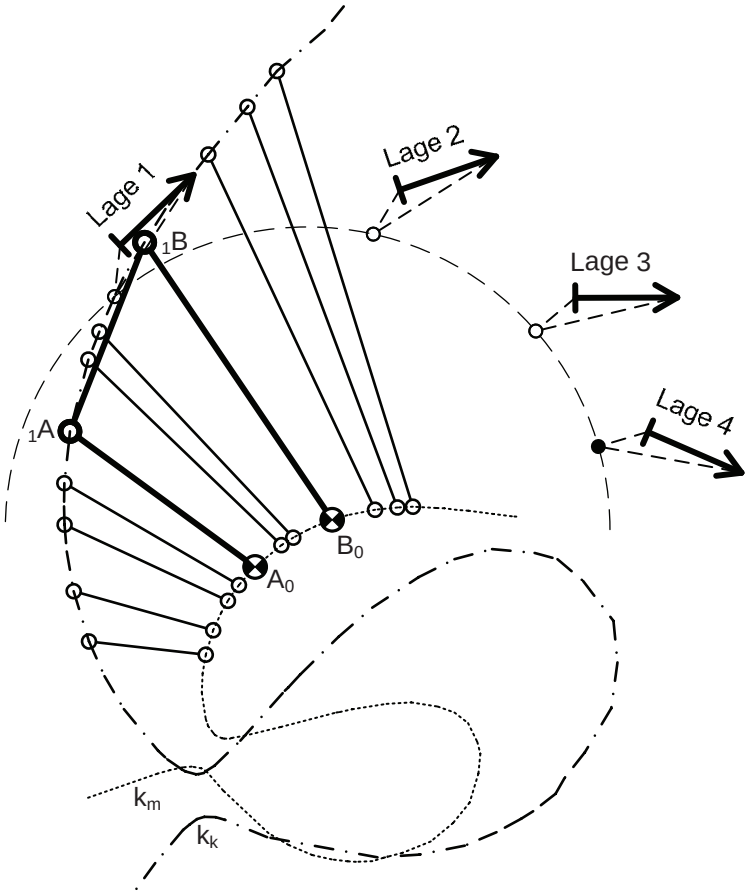


***Bild 8*:** *Getriebesynthese für vier homologe Ebenenlagen*

8 Resümee

Es wurde untersucht, ob Aufgaben und Fragestellungen aus der Getriebetechnik ohne die Zuhilfenahme von spezieller Software, mit praxisüblichen CAD-Kenntnissen und mit geringem getriebetechnischem Basiswissen gelöst werden können. Die eingangs gestellten Fragen kann man jetzt beantworten:

- Bei den betrachteten parametrischen CAD-Systemen ist das dynamische Verhalten bei Änderungen unterschiedlich. Bei beiden Systemen mussten andere Schwierigkeiten überwunden werden. Letztendlich sind aber beide für dynamisch interaktive getriebetechnische Anwendungen geeignet.
- Für viele Synthese- und Optimierungsaufgaben ist es unerlässlich, dass man spezielle getriebetechnische Software zur Verfügung hat. Für den guten CAD-Bearbeiter sind die klassischen grafischen Syntheseverfahren aber ideal in sein CAD-System zu integrieren.
- Die grafischen Verfahren werden auch in Zukunft gebraucht. Angewendet in CAD-Systemen ergeben sich viele zusätzliche Vorzüge, die die Urheber dieser Verfahren nicht erahnt haben.
- Ihre Bedeutung wird nicht schwinden. Getriebetechnische Spezialsoftware wird auch in Zukunft nicht in jedem Entwicklungsprojekt für Mechanismen zur Verfügung stehen. Ein CAD-System aber sehr wohl.
- Die grafischen Verfahren bekommen eine ganz neue, größere Bedeutung, weil jetzt mit CAD-Systemen dynamisch interaktiv variiert werden kann, iterativ schnell Varianten geprüft werden, genügende Genauigkeit verfügbar ist, Bauraumanalysen und Kollisionsüberprüfungen simuliert werden und in der gleichen Welt die Detailkonstruktion fortgesetzt wird.
- Die Notwendigkeit einer Anpassung der Verfahren muss man differenziert betrachten. Für die Beispiele aus den VDI-Richtlinien 2123, 2124, 2125, 2126 und 2130 wurden die bekannten Verfahren mit idealem Ergebnis unverändert eingesetzt. Dem gegenüber ist die 4-Lagen-Synthese ein typisches Beispiel dafür, dass die BURMESTER'schen Kurven durch ein modifiziertes Verfahren entstehen können, das implizite CAD-Systemfähigkeiten nutzt.

- Die von BURMESTER angegebene Konstruktion der Mittel- und Kreispunktkurve würde sich auch für eine Übernahme in das CAD-System eignen. Das gezeigte Vorgehen unter Ausnutzung der CAD-Fähigkeiten ist allerding viel einfacher und für den versierten CAD-Konstrukteur fast naheliegend.
- Man braucht weiterhin die Konstruktionsvorschriften, wie z.B. VDI-Richtlinien. Sie wurden in den Beispielen verwendet, um die CAD-Modelle zu erstellen.
- Für die Diagramme zum Auffinden optimaler Getriebe gilt das differenziert. Teilweise ist die Güte einer Lösung durch geometrische Merkmale, wie z. B. den Übertragungswinkel definiert. Der wird in das CAD-Modell übernommen und man findet das gleiche optimale Getriebe, das man auch mit Hilfe des Diagrammes hätte finden können. Teilweise definieren aber nichtgeometrische Merkmale die Güte, z. B. Beschleunigungen. Dann werden auch weiterhin Diagramme in den Konstruktionsvorschriften notwendig sein.
- Die Kombination der klassischen Getriebesynthese mit der Funktionalität von CAD-Systemen ist ein einfacher Weg, ohne spezielle Programmierung eine effektive dynamisch interaktive Arbeitsweise für die Getriebeoptimierung zu ermöglichen.

9 Literatur

[1] Braß, E.: Konstruieren mit Catia V5. Methodik der parametrisch-assoziativen Flächenmodellierung, 4., aktualisierte und erweiterte Auflage: Hanser. München 2008.

[2] Trzesniowski, M.: CAD mit Catia V5. Handbuch mit praktischen Konstruktionsbeispielen aus dem Bereich Fahrzeugtechnik, 3., erweiterte Auflage: Vieweg + Teubner. Wiesbaden 2011.

[3] Vogel, M.; Ebel, T.: Pro-Engineer und Pro-Mechanica. Konstruieren und berechnen mit Wildfire 4, 5., aktualisierte Aufl.: Hanser. München [u.a.] 2009.

[4] VDI Richtlinie 2130: Getriebe für Hub- und Schwingbewegungen - Konstruktion und Berechnung viergliedriger ebener Gelenkgetriebe für gegebene Totlagen: Beuth Verlag. Berlin 1984.

[5] VDI Richtlinie 2123: Ebene Kurbeltriebe - Konstruktion übertragungsgünstiger viergliedriger Gelenkgetriebe für gleichläufige Schwingbewegung: Beuth Verlag. Berlin 2008.

[6] Hain, K.: Punktlagenreduktion als getriebesynthetisches Hilfsmittel. In: Maschinenbau/ Betrieb 22 (1943) Heft 1.

[7] Hain, K.: Punktlagenreduktion als getriebesynthetisches Hilfsmittel. In: Getriebetechnik Reuleaux Mitteilungen 11 (1943) 1.

[8] Hain, K.: Rechenprogramm mit Punktlagenreduktion für Fünf- und Sechspunktige Gelenkviereck-Kreisführungen. In: Mechanism and Machine Theory Vol. 15 (1980), S. 335–47.

[9] Burmester, L.: Lehrbuch der Kinematik für Studirende der Maschinentechnik, Mathematik und Physik geometrisch dargestellt / von L. Burmester: Erster Band. Die ebene Bewegung: Verlag Arthur Felix. Leipzig 1888

Rigid Subchain Identification of Multi-Loop Kinematic Chains with the Method of Kinematical Transformers

Shuxian Xia* **Huafeng Ding†** **Andrés Kecskeméthy****

Lehrstuhl für Mechanik und Robotik
Universität Duisburg-Essen, Lotharstr. 1, 47057, Duisburg, Germany

e-mail: * shuxian.xia@uni-due.de
† dhf@ysu.edu.cn
** andres.kecskemethy@uni-due.de

Abstract

Structural design of mechanisms in a human-machine interaction manner is becoming an important new trend in the conceptual design of mechanism-based products or systems. Rigid subchains, which have zero or negative degrees of freedom, usually exist in closed kinematic chains, especially in those with multiple loops. This paper proposes an efficient solution for the problem of rigid subchain identification of multi-loop kinematic chains. First, the array representation of the loops of kinematic chains is introduced and the operations of loops are presented. Then, the concept of the basis loops and their selection rules are proposed. Base on the basis loops, the graph of kinematical network of kinematic chains is established. A new method grounded on the kinematical network is proposed for rigid subchain identification in multi-loop kinematic chains in the end. Some identification examples are given to show the effectiveness of the method.

1 Introduction

As a crucial step of structural synthesis, the problem of detection of degenerate kinematic chains using Gruebler's degree-of-freedom (DOF) equation has received much interest in recent years. A kinematic chain is called degenerate if at least one of its subchain has less than one degree of freedom.

Various type of methods for automated degeneracy testing are available in the literature, but all of them have more or less severe drawbacks. As summarized by Sunkari [10], a number of algorithms have been developed by using a set of theorems on structural results of kinematical chains under the incorrect assumption that the graph of a planar kinematic chain is a planar graph [4]. Based on some theorems of [4], Tuttle [12] has generated patterns of the basic rigid chains of up to 7 links, which is, however, only practical to kinematic chains with less than 10 links. Lee and Yoon [7] have proposed an efficient algorithm for detecting rigid subchains by sequential removal of binary chains, but the application is only limited to planar mechanisms with revolute joints. A polynomial-time algorithm proposed by Sunkari [9] is applicable for both planar and spatial mechanisms. The degeneracy testing problem is considered as a harder problem of finding the minimum DOF over all closed induced subgraphs in the graph of the kinematic chain. In spite of a high complexity of $O(|v|^4)$, the algorithm is only able to detect the existing rigid subchain with the highest number of overconstraint conditions. Likewise, for the purpose of structural synthesis, Ding [2][3] has presented an algorithm for detecting the existence of rigid subchains by verifying the DOF of a stepwisely extended cluster. The cluster is initialized by one of the independent loops with the minimum number of joints(smallest loop) and updated by attaching a neighboring path of the previous cluster which makes the current cluster possess a minimum number of DOF. Due to the fact that the smallest loop of a rigid subchain may contain more joints than that of the movable subchain, a successful detection can be only guaranteed if the algorithm is executed once with each of the independent loops as start loop. Besides, Ding's algorithm cannot precisely identify the largest possible rigid subsystems, i.e. subsystems whose DOF cannot be further decreased through the attachment of surrounding loops.

This paper proposes a new and comprehensive method that is capable of performing the automatic detection of the largest possible rigid subsystems contained in a mechanism. Hereby, illicit combinations of rigid subsystems with negative DOF and subsystems with mobility are excluded. In this method, the independent kinematical loops are used as the structural unit of analysis. Rigid subsystems can be successfully and efficiently detected by

investigating the relationships between single loops during the search of solution sequence for the local kinematics of each loop.

Some preliminaries are given in section 2. The basic approach, presented in section 3, is amplified in Section 4 as Algorithm. Section 5 applies the algorithm to an example.

2 Notation and Nomenclature

Notation

G	given directed graph, $G = (V, E)$
V	set of vertices in G
E	set of edges in G
v_i	any vertex in $V, v_i \in V$
$\varepsilon_{i,j}$	directed edge with *initial vertex* v_i and *terminal vertex* v_j. v_i is said to be the *direct predecessor* of v_j and v_j is the *direct successor* of v_i.
$w(\varepsilon_{i,j})$	weight of edge $\varepsilon_{i,j}$
$d^-_{(v_j)}$	*indegree* of v_j, the total weights of edges incident into v_j
$d^+_{(v_j)}$	*outdegree* of v_j, the total weights of edges incident out of v_j
s	*source vertex* of a connected directed graph, where $d^-_{(s)} = 0$
t	*sink vertex* of a connected directed graph, where $d^+_{(t)} = 0$
X	subset of V with $X \neq \emptyset$ and $X \neq V$
$\hat{X}$	$V - X$

Nomenclature

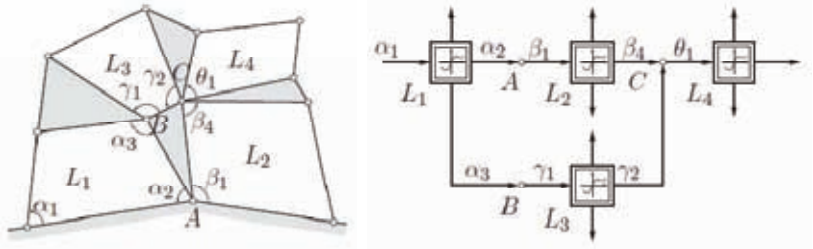
incident	An edge is said to be incident on its end vertices.
adjacent	Two vertices are adjacent if they are the end vertices of the same edge.
cut-set	A cut-set $S(X)$ of a connected graph G is a subset of E such that its removal from G divides G into two disjoint subsets X and $\bar{X}$, where X is the source subset with $s \in S$ and $\bar{X}$ is the sink subset with $t \in \bar{X}$. $S(X)$ is minimal if no subset of $S(X)$ is a cut-set.

3 The Approach

In this section, the basic idea of the loop-based approach for the detection of rigid subchains is presented. Based on the concept of kinematical network developed by Kecskeméthy [6], a multi-loop mechanism can be treated as a set of independent loops, where each loop is regarded as a nonlinear transmission element which maps the independent joint variables to the corresponding dependent variables. After that, the global system is assembled by concatenating the inputs and outputs of individual kinematical transformers. As a result, the highly nested relationships between the motion of the bodies contained in the loops are described by a network of linearly coupled nonlinear transmission elements, which is termed the kinematical network. This network offers an effective approach to obtain the solution flow of the system, i.e. the propagation of the motion of the global inputs through the mechanism, or if applicable, the recursive solution flow, which is the order in which the local kinematics of each loop can be solved recursively.

In order to find the recursive solution flow, the sink method proposed in [6] is applied. Here, a transfer element is selected as the sink of the system, if it's allowable number of inputs is greater than or equal to the number of connections. After all connected edges are oriented into the element and if necessary additional global inputs are inserted into the element, one removes both the element and the oriented edges and looks for the next sink, and so on. Clearly, the number of allowed input edges for a kinematical transformer is equal to its internal degree of freedom, while the number of allowed input edges for a summing junction equals the number of connections minus one. Also, there will exist branching nodes which have exactly one input.

As an example of a recursively solvable system, a planar mechanism consisting of four interconnected planar four-bar loops is considered (Fig. 1). The redundant set of relative coordinates includes for each loop four variables. Three of these can be solved as functions of the fourth in closed form, yielding corresponding kinematical transformers. There are three linear assembly equations occuring in the joints A, B, C. A sequence of elements for which unoriented edges can be oriented as described above is: L_4, C, L_3, L_2, B, A, L_1. This sequence yields a solution flow which is obviously recursive.



a) multibody system b) kinematical network

Figure 1: Recursively solvable system

The recursively solvable subsystemthat are already removed from the global network can be excluded from the candidates of rigid subchains, as a loop with a larger number of DOF than its number of linear coupling conditions can never be part of a rigid subchain. The remaining subsystems for which no recursive solution flow exists, either because the kinematics have to be solved iteratively or because the kinematic loops compose a rigid subchain, will be further treated.

The next part consists in distinguishing between rigid subchains and non-recursively solvable subchains. These differ in that, in the former case the number of local inputs is equal to or less than the number of constraint equations, whereas this is not so in the latter case. For this purpose, the following steps are carried out:

1. Determination of the orientation of the edges in the remaining kinematical network. Here, an appropriate number of inputs are given into an arbitrary element. Following this, the solution flow is propagated to the whole network in a forward manner, where additional global inputs are inserted only if no further transmission elements can be solved. In contrast to the sink method, this process is termed as source method.

2. Mapping the oriented network into a directed acyclic graph with weighted edges. Here, the vertices, which represent the transmission elements, are arranged top down in the order of the solution sequence. Hence, the edges connecting the transmission elements are oriented either downward or horizontally. The edges

are weighted to indicate the number of joint variables supplied by the start vertex to the end vertex, while in the case of implicit solutions they are marked with the corresponding number of constraint equations. A source vertex is added on the top level to supply global inputs to the corresponding vertices located below.

3. Detection of subsystems with a higher number of constraint equations than its number of local inputs. All the marked edges are contracted together with their incident vertices into one vertex. The number of constraint equations contained in the contracted edges is marked on the resulted vertex termed as marked vertex. In association with the marked vertices, the following three steps are repeated:

    a. Selection step
    Each marked vertex is selected as the sink of the graph.

    b. Pruning step
    The vertices that do not lie on the path from the source to the sink are removed.

    c. Cutting step
    Using a combined method of Abel [1] and Liang [8], all the possible directed cut-sets are enumerated through which the pruned graph can be partitioned into two subsets leaving the source and the sink in the disconnected subsets. The obtained sink subsets correspond to a list of subsystems whose number of inputs is equivalent to the total weight of the corresponding cut-set. Therefore, a sink subset with a smaller number of contained constraint equations than the total weight of its cut-set implies a subsystem with positive DOF and can be filtered out from the candidates of rigid subsystems.

The above described procedure can be understood as driving the mechanism with sufficient number of inputs (greater than the number of the actual DOF), the redundant actuators give rise to additional constraints between individual loops. The rigid subchains

are detected by verifying the difference of the number of the given inputs and the number of the additional constraints.

After generating all the degenerate subsystems, the next step is to eliminate the subsystems with partial mobility in spite of zero or negative DOF and to detect the largest subsystems with the minimum DOF. For this purpose, one divides firstly the generated subsystems into a set of subsets, where the largest subsystems of these subsets are independent of each other. Then, the subsystem with the minimum DOF in each subset is selected, and all the subsystems which have at least one common element with this subsystem are removed from the subset. All the remaining degenerate subsystems are divided into new subsets, in which the subsystem with the minimum DOF is again searched. This process is repeated until all the subsystems have been identified.

4 The Algorithm

As described in [6], based on some concepts of graph theory, a set of suitable independent loops is automatically recognized. After that, the multiloop subsystems for which recursive solutions exist are detected and removed by applying the sink method. This section focuses on the automated processing for detecting the rigid subsystems in the system left over. As the oriented kinematical network of the remaining subsystem is graphically converted into a directed acyclic graph, a suitable mathematical description is also required as an input for the further processing. The directed acyclic graph G is represented by the so-called adjacency matrix A (Fig. 2).

In the presence of branching nodes, an additional set $\{v_{b_k}, \{V_{b_k}\}\}$ containing the input vertex and the set of output vertices of the branching node is supplied.

At first, the marked vertex sets are extracted from the adjacency matrix. For this, a vertex set $V_{re} = \{v_0, v_1, \ldots, v_{n_v}\}$ is established, and a certain number of vertices are removed from it after each execution of the following procedure. The following process is then repeated until V_{re} is empty:

1. For the first vertex v_i of V_{re}, if the ith-row of A contains negative elements, append v_i to the marked vertex set V_{m_j}. Otherwise drop v_i from V_{re} and restart step 1 with v_{i+1}.
2. Collect all the associated vertices in the marked vertex set V_{m_j}. The vertices at the other end of the marked edges incident to v_i, which are represented by the position of the above mentioned negative elements in A_i, are appended to V_{m_j}. Likewise, further vertices are detected and appended to V_{m_j} by finding the negative elements in the relevant rows of A in a recursive manner.
3. Remove the vertices in V_{m_j} from V_{re}.

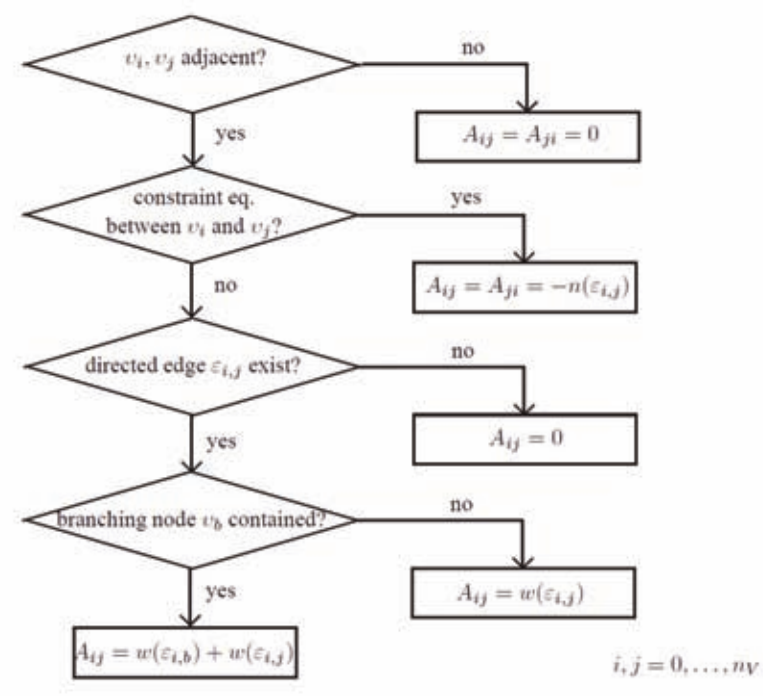


Figure 2: Definition of adjacency matrix A

To ensure that none of the existing rigid subsystems remains undetected, the following detecting process is carried out once per graph with one of the above identified marked vertex sets as the sink V_{sink}, which is graphically contracted to a marked vertex denoted by $\hat{t}$. Starting from $\hat{t}$, all those vertices that lie on the path from the source s to the sink $\hat{t}$ are gathered by a column-wise searching in the adjacency matrix. Subsequently, a pruned graph is constructed by setting the columns of the non-relevant vertices in the adjacency matrix A to zero.

According to the selected marked vertex $\hat{t}$, all possible sink subsets need to be extracted from the updated adjacency matrix. This is accomplished by searching the suitable directed minimal cut sets. Through the repeated application of the algorithm described below, the detected source set X is stored together with its associated set of blocked vertices B_X in a container $C = \{\{X_1,\ B_{X_1}\}, \{X_2, B_{X_2}\},\ldots\}$.

As illustrated in Fig. 3, the first subsystem is initialized by $X_1 = \{1\}$ with $B_{X_1} = \{\}$, further subsystems are generated by appending either a single vertex or a marked vertex set to one of the previously obtained source sets X_i at each time. This is achieved by the following steps:

1. Collect all the direct successors of the vertices of the regarding source set X_i into the set of vertices $\hat{V}_{X_i}$. Subsequently, $\hat{V}_{X_i}$is reduced to V_{X_i} by eliminating the vertices that are members of X_i, B_{X_i} or V_{sink}. The elimination of B_{X_i} avoids generating the same subsystem twice, while the elimination of V_{sink} ensures that the sink subset contains at least the sink vertex $\hat{t}$.

2. Take a vertex $v_{X_i}^{(j)}$ in V_{X_i} and check whether a new source subset can be established by attaching it to X_i by application of the following substeps:

   2.1 Create the to-be-added vertex set $V_{X_i}^{(j)} = \left\{v_{X_i}^{(j)}\right\}$, if $v_X^{(j)}$ is not a member of any marked vertex sets. Otherwise, $V_{X_i}^{(j)}$ is assigned by the marked vertex set which contains $v_{X_i}^{(j)}$.

   2.2 Check whether the in-degree of $\left\{X_i, V_{X_i}^{(j)}\right\}$ is equal to zero by checking whether any vertex in $V_{X_i}^{(j)}$ has a direct predecessor in

the corresponding sink subset. If yes, the new source set $X = \left\{X_i, V_{X_i}^{(j)}\right\}$ and the associated $B_X = \left\{B_{X_i}, V_{X_i}^{(j)}\right\}$ are appended to C. If this is not the case, go to the next j.

2.3 Repeat steps 2.1 and 2.2 until all the vertices in V_{X_i} are tested, after that go back to step 1 with the next subsystem X_{i+1}.

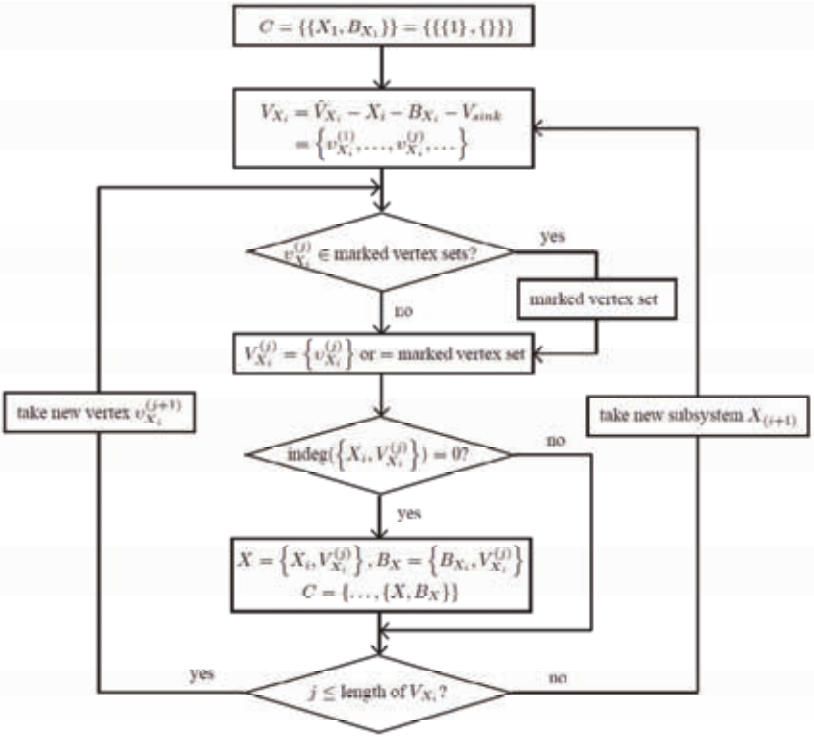


Figure 3: Determination of source sets

The source subsets generated above need to be further filtered by comparing the number of constraint equations contained in the sink subset $n_{\bar{X}}$ with the in-degree of the sink subset $d^-_{(\bar{X})}$. $n_{\bar{X}}$ is obtained by summing up the number of constraint equations of the marked vertex sets contained in $\bar{X}$. $d^-_{(\bar{X})}$ is given by

$$\sum A_{ij} - \sum d^-_{\left(n_{b_k}\right)} \text{ with } v_i \in X, v_j \in \bar{X}, v_{b_k} \in X \text{ and } V_{b_k} \in \bar{X},$$

where $\sum A_{ij}$ is the total weight of the cut-set $S(X)$ and $\sum d^-_{\left(n_{b_k}\right)}$ is the redundant in-degree which should be deducted from $\sum A_{ij}$ if branching nodes n_{b_k} are involved in the cut-set. Eventually, the degenerate subsystems, which are implied by the sink subsets with a higher number of contained constraint equations than the number of local inputs, are determined.

Let the degenerate subsystems be stored in a initial family of sets $M_0^{(0)} = \{D_{ind} : ind = 1,2,\dots\}$ in order of the decreasing length of D_{ind}. The algorithm given below is designed to pick out the largest possible rigid subsystems with the minimum DOF by excluding the subsystems with underlying mobility and the subsystems which are subsets of other subsystems with lower DOF. The container for the rigid subsystems is initialized as a empty set $\mathcal{R}$. The steps of the algorithm are:

1. Divide $M_0^{(0)}$ into a set of independent families of subsets M_i.
   A family of subsets $M_i^{(0)}$ is initialized by the first element of $M_0^{(i)}$ and expanded by adding an element D_{ind} of $M_i^{(0)}$ if D_{ind} satisfies $M_i^{(0)} \cap D_k \neq \emptyset$. For the initialization of the next family of subsets M_{i+1}, $M_0^{(i)}$ is actualized by excluding the common elements contained in M_i. This step is repeated until M_0 is empty.
2. Choose the subsystem with the minimum DOF $D_{min}^{(M_i)}$ within each family of subsets M_i and build up new families of subsets.
   The obtained $D_{min}^{(M_i)}$ from each M_i is stored in $\mathcal{R}$. The size of M_i is then reduced by eliminating its elements $D_{ind}^{(M_i)}$ if $D_{ind}^{(M_i)} \cap D_{min}^{(M_i)} \neq \emptyset$ is satisfied.
3. Repeat step 2 until all the families of subsets of M_0 are tested. The updated M_i is saved in a buffer list and will be handled as a new

initial family of sets by step 1 respectively. The whole process ends when all the elements of $M_0^{(0)}$ have been identified.

Note that the procedure for the detection of rigid subchain sets described above is performed by a breath first search. This can equally be achieved by a depth first search with the same computational cost, where the updated M_i resulted from step 2 is directly handled by step 1 instead of saving it to a buffer list.

5 Example

As an example of a degenerate kinematic chain, a planar mechanism consisting of 13 independent loops is considered (Fig. 4).

a) Kinematical Chain b) Topological Graph

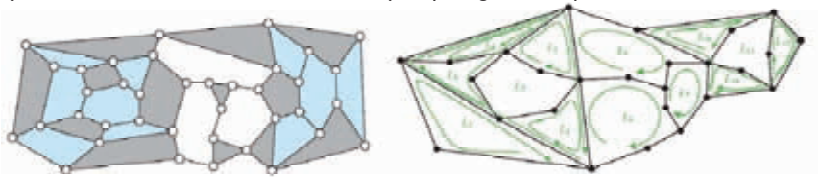


Figure 4: Example of rigid kinematic chain

After having nested the independent loops by their coupling conditions, the solution flow of the kinematical network is determined. Since none of the elements has an allowable number of inputs greater than the number of connections, the sink method cannot be started. Therefore, the source method is directly applied to determine the solution flow of the non-recursively solvable system. As shown in Fig. 5, the input variable given to the loop L_2 starts the propagation of the flow through all the edges connecting individual loops. The yielded kinematical network is mapped into a directed acyclic graph, where the vertices are marked with index of loops, the source vertex is marked with "S", edges are weighted with the number of couplings (Edges with weight 1 have been omitted for the sake of clarity) and the edges with implicit constraints are marked with a corresponding number of "x". To give a better view for the cutting step, the graph is depicted by arranging the vertices on different layers in accordance with the solution sequence instead of using directed edges.

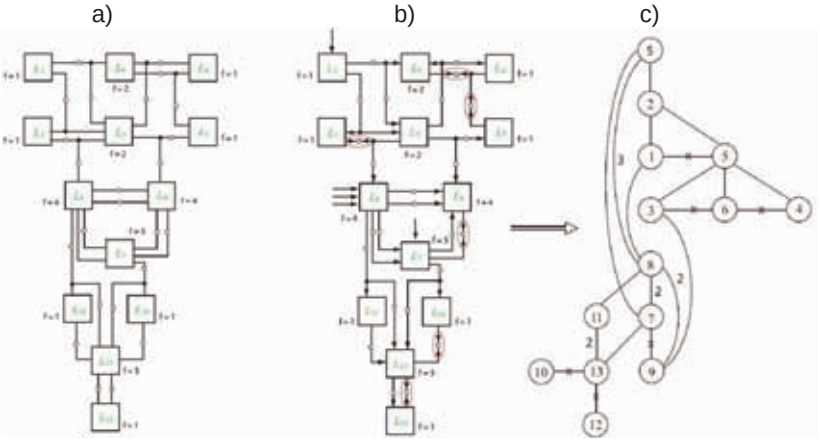


Figure 5: Kinematical Network

The adjacency matrix describing the kinematical network with oriented edges is given as

$$A = \begin{array}{c} \\ v_0 \\ v_1 \\ v_2 \\ v_3 \\ v_4 \\ v_5 \\ v_6 \\ v_7 \\ v_8 \\ v_9 \\ v_{10} \\ v_{11} \\ v_{12} \\ v_{13} \end{array} \begin{array}{c} \begin{array}{cccccccccccccc} v_0 & v_1 & v_2 & v_3 & v_4 & v_5 & v_6 & v_7 & v_8 & v_9 & v_{10} & v_{11} & v_{12} & v_{13} \end{array} \\ \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 1 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & -1 & 0 \end{bmatrix} \end{array}$$

From the adjacency matrix, 4 marked vertex sets $V_m = \{\{1,5\},\{3,6,4\},\{7,9\},\{10,12,13\}\}$ are obtained. As shown in Fig. 6a), each marked vertex set is contracted to a marked vertex that is characterized by the total number of ”x” contained in the contracted edges.

Correspondingly, 4 graphs are generated (Fig. 6b)) regarding each one of 4 marked vertices as the sink vertex.

As shown in Fig. 7, subsystems with zero or negative DOF are detected after the removal of appropriate cut-sets in each graph. The obtained degenerate subsystems are collected in the family of set.

a) Contracted graph b) Selection and pruning step

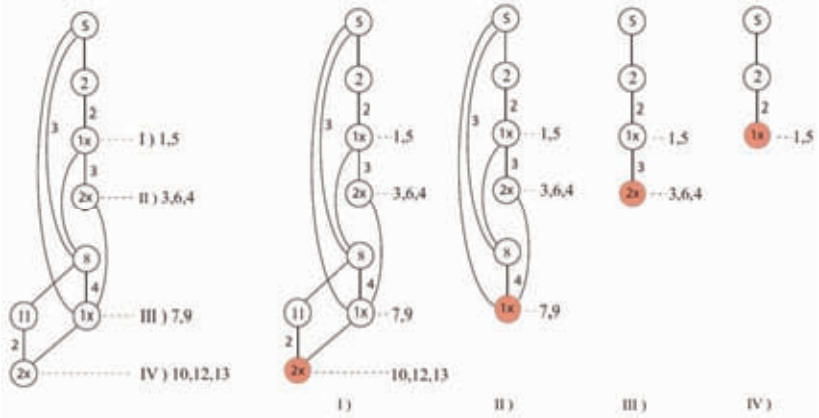


Figure 6: Detection of rigid subchains with solution flow 1

c) Cutting step

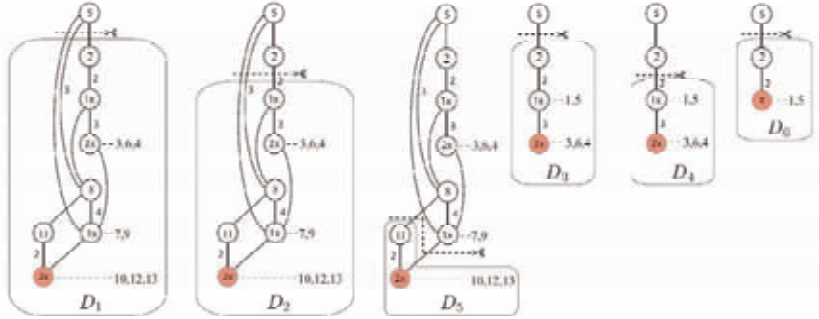


Figure 7: Detection of rigid subchains with solution flow 1

$M = \{D_1, D_2, \dots, D_6\}$ in order of the decreasing length:

$$
\begin{aligned}
D_1 &= \{L_1, L_2, L_3, L_4, L_5, L_6, L_7, L_8, L_9, L_{10}, L_{11}, L_{12}, L_{13}\}, & f_{D_1} &= -1 \\
D_2 &= \{L_1, L_3, L_4, L_5, L_6, L_7, L_8, L_9, L_{10}, L_{11}, L_{12}, L_{13}\}, & f_{D_2} &= 0 \\
D_3 &= \{L_1, L_2, L_3, L_4, L_5, L_6\}, & f_{D_3} &= -2 \\
D_4 &= \{L_1, L_3, L_4, L_5, L_6\}, & f_{D_4} &= -1 \\
D_5 &= \{L_{10}, L_{11}, L_{12}, L_{13}\}, & f_{D_5} &= 0 \\
D_6 &= \{L_1, L_2, L_5\}, & f_{D_6} &= -1
\end{aligned}
$$

Subsequently, M is divided into two independent subsets $M_1 = \{D_1, D_2, D_3, D_4, D_6\}$ and $M_2 = \{D_5\}$. Since D_3 is the subsystem with the minimum number of DOF $\left(f_{D_3} = -2\right)$ in M_1, and all the rest of the subsystems in M_1 have common elements with D_3, D_3 is the only subsystem selected out of M_1. Together with the unique element of M_2, all the largest rigid subchains of the given kinematical chain are detected as $\mathcal{R} = \{D_3, D_5\}$.

Fig. 8 shows that the presented method always leads to the same result regardless of the start loop for the source method.

a) Kinematic network b) Directed acyclic graph c) Rigid subchains

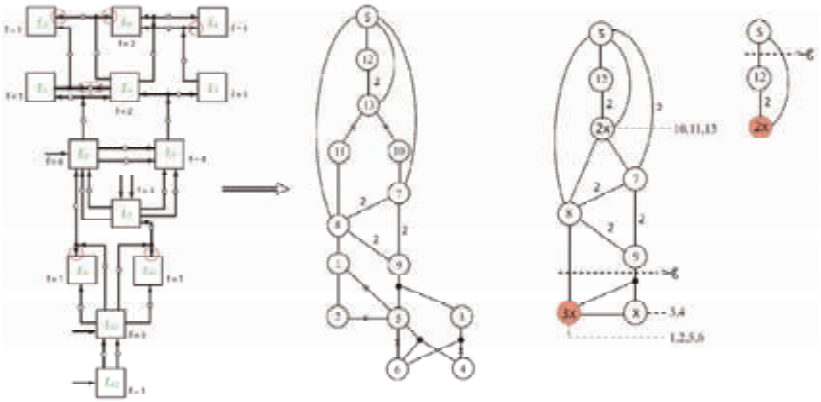


Figure 8: Detection of rigid subchains with solution flow 2

6 Conclusion

As the preliminary of structural synthesis, the task of degeneracy testing was restricted to detect the existence of at least one rigid subchain in kinematic chains and eliminate the degenerate ones from the list of kinematic chains with certain number of links and DOF. However, for the kinematic mechanism design using CAD programs, the recognition of all the existing rigid subsystems with the minimum number of negative DOF is required. By substituting the detected rigid subsystems by single rigid links, the user-supplied CAD constraint graph is mapped onto a kinematic skeleton, which represents the same system but with the minimum number of joints, rigid links and constraints.

In this paper, a systematic method for the automatic detection of rigid subchains is developed by regarding independent loops as a structural unit. Based on the method of kinematical networks, loops which can never be a part of a rigid subchain are eliminated from the global system in the first step. Following this, all possible degenerate subsystems are extracted from the remaining global system by verifying the number of DOF. Finally, rigid subsystems with the minimum number of DOF and not inclusive of moving parts are selected out of the above obtained degenerate subsystems.

In comparison with the traditional edge-based algorithm, the computational effort of the loop-based method is significantly decreased. Thus, the method is suitable for detecting and filtering out overconstrained subsystems in large constraint graphs, that are generated by CAD systems.

References

[1] ABEL, U., AND BICKER, R. Determination of all minimal cut-sets between a vertex pair in an undirected graph. *Reliability, IEEE Transactions on R-31*, 2 (june 1982), 167 –171.

[2] DING, H., ZHAO, J., AND HUANG, Z. The establishment of edge-based loop algebra theory of kinematic chains and its applications. *Engineering with Computers 26* (2010), 119–127.

[3] DING, H., ZHAO, J., AND HUANG, Z. Unified structural synthesis of planar simple and multiple joint kinematic chains. *Mechanism and Machine Theory 45*, 4 (2010), 555 – 568.

[4] HWANG, W.-M., AND HWAND, Y.-W. An algorithm for the detection of degenerate kinematic chains. *Mathematical and Computer Modelling 15*, 11 (1991), 9 – 15.

[5] JUNGNICKEL, D. *Graphs, Networks and Algorithms (Algorithms and Computation in Mathematics)*. Springer, Nov. 2007.

[6] KECSKEMÉTHY, A. On closed form solutions of multiple-loop mechanisms. In *Computational Kinematics* (1993), J. Angeles, G. Hommel, and P. Kovacs, Eds., Kluwer Academic Publishers, pp. 263–274.

[7] LEE, H.-J., AND YOON, Y.-S. Detection of rigid structure in enumerating basic kinematic chain by sequential removal of binary link string. *JSME international journal. Ser. 3, Vibration, control engineering, engineering for industry 35*, 4 (1992-12-15), 647–651.

[8] LIANG, Y., ZHONG, Y., AND ZHANG, Q. Recursive contraction algorithm for enumerating all directed cutsets of a directional assembly connection graph. *COMPUTER INTEGRATED MANUFACTURING SYSTEMS 14*, 2 (Feb. 2008), 329–335.

[9] SUNKARI, R. P. *Structural synthesis and analysis of planar and spatial mechanisms satisfying Gruebler's degrees of freedom equation*. PhD dissertation, University of Maryland, College Park, Maryland, 2006.

[10] SUNKARI, R. P., AND SCHMIDT, L. C. Critical review of existing degeneracy testing and mobility type identification algorithms for kinematic chains. *ASME Conference Proceedings 2005*, 47446 (2005), 255–263.

[11] SWAMY, M., AND THULASIRAMAN, K. *Graphs, networks, and algorithms.* Wiley-Interscience publication. Wiley, 1981.

[12] TUTTLE, E. Generation of planar kinematic chains. *Mechanism and Machine Theory 31*, 6 (1996), 729 – 748.

Nutzung der Eigenbewegung zur Identifikation kinetischer Parameter in Mechanismen

Thomas Thümmel, Markus Roßner, Johannes Rutzmoser
www.amm.mw.tum.de

Lehrstuhl für Angewandte Mechanik, Fakultät Maschinenwesen
Technische Universität München

Kurzfassung

Der Beitrag befasst sich mit Dynamikmodellen für Antriebssysteme mit Mechanismen, die besonders in schnelllaufenden Verarbeitungsmaschinen Anwendung finden. Es wird ein Überblick zu Modellstufen, Parametern und Methoden der Parameteridentifikation gegeben. Dabei spielt der Modellabgleich zwischen Experiment und Simulation eine wesentliche Rolle. Der vorteilhafte Gebrauch der Eigenbewegung bzw. Quasi-Eigenbewegung als Indikatorfunktion für die schrittweise Bestimmung von Parameterwerten wird herausgearbeitet und anhand der Trägheitsparameter der einzelnen Körper demonstriert. Neben dem konventionellen Vorgehen findet mit ausgewählten Parametern auch die numerische Optimierung Anwendung. Beim Modellabgleich dient die Kurbelschwinge eines Mechanismenprüfstandes als Beispiel.

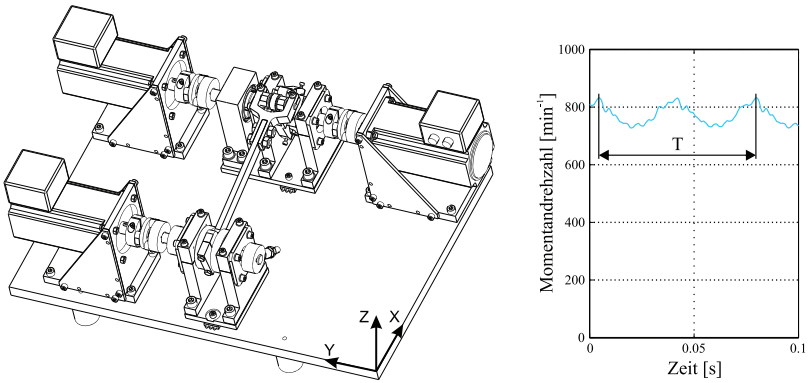


Abbildung 1: Eigenbewegung am Mechanismenprüfstand

1 Einleitung

Mit der ständigen Forderung nach Produktivitäts- bzw. Drehzahlsteigerung, Leichtbauweise und höherer Präzision von Verarbeitungsmaschinen, wie z. B. Textilmaschinen, Druckmaschinen, Schneidemaschinen, Verpackungsmaschinen, Umformpressen oder Zuführeinrichtungen, werden Methoden zum Verständnis der Phänomene, zur Modellierung und Simulation benötigt. Ein Herzstück dieser Maschinen bilden schnelllaufende ungleichmäßig übersetzende Getriebe (Mechanismen), die heute oft mit Servoantrieben ausgestattet sind.
Für hochtourige Verarbeitungsmaschinen nehmen Modellbildung und Simulation eine Schlüsselrolle ein. Gut abgeglichene parametrisierte Modelle für die dominierenden bzw. je nach Anwendungsfall interessierenden physikalischen Phänomene erfordern viel Erfahrung und Zeit. Modellbildung bleibt eine Herausforderung für den Ingenieur. Ohne das iterative Wechselspiel von Simulation und Experiment entsteht für komplette Maschinen nur selten ein brauchbares Modell.
Die Mehrkörperdynamik lässt sich durch viele verschiedene Modelle abbilden, vom Basismodell des *ebenen zwangläufigen Starrkörper-Mechanismus* bis hin zu elastischen Mehrkörpersystemen (MKS) mit Gelenkspiel, Stößen und Reibung.
Beim Modellabgleich von Dynamikmodellen wirken viele Parameter gleichzeitig auf Kraftverläufe, auf die schwankende Antriebsbewegung oder Schwingbeschleunigungen an verschiedenen Messstellen. Diese aus Messung oder Simulation bestimmbaren Verläufe dienen als Indikatorfunktionen. Die Parameter können in geometrische bzw. kinematische Parameter, in Trägheitsparameter, in Parameter des Servoantriebes, Feder-, Dämpfer- und Reibungsparameter oder Parameter in spielbehafteten Gelenken unterteilt werden.
Für die Modellbildung und Kennwertermittlung von MKS bzw. Mechanismen liefern PFEIFFER [7, S. IX und S. 183] und vor allem DRESIG /HOLZWEISSIG [2, S. 5-64] wertvolle Hinweise. Im Abschnitt 2 soll hier die Methodik für Mechanismen systematisch aufbereitet und wie in [18] zusammengefasst werden.

Am Lehrstuhl für Angewandte Mechanik existiert ein *Mechanismenprüfstand* (MPS), bestehend aus einer Kurbelschwinge, PC-gesteuerten Antrieben, Sensorik und Auswerteprogrammen. Dieser Prüfstand war Gegenstand mehrerer Veröffentlichungen, z. B. [8], [9], [11], [10], [13], [14], [16], [17] und [18]. Abschnitt 3 beschreibt kurz den MPS.

In [18] widmen sich THÜMMEL und ROSSNER der Modellbildung und Parameteridentifikation. Jetzt wird daran angeknüpft, wobei die Schlüsselrolle der

Eigenbewegung besonders herausgearbeitet werden soll.
Die Eigenbewegung eines Mechanismus schließt äußere zeit- und geschwindigkeitsabhängige Kraftwirkungen aus, vergleichbar mit dem Verschwinden der rechten Seite der DGL bei einer *freien Schwingung*. Hier wirkt allein die einmalig zugeführte kinetische und potentielle Energie. Daraus resultiert eine wichtige Modellstufe und ähnlich dem Ausschwingen mit der Eigenfrequenz eine charakteristische Bewegung, die zum Modellabgleich von Nutzen sein kann.
Die Eigenbewegung ist bereits seit Jahren aus Lehrbüchern bekannt, z.B. von DRESIG /HOLZWEISSIG [2] oder von PAUL [6, S. 480] aber auch aus der VDI-Richtlinie 2149, Bl. 1 [19, S. 46]. Experimentelle Ergebnisse mit der Eigenbewegung am Mechanismenprüfstand veröffentlichte THÜMMEL im Jahr 1996 [9] . Allerdings steht dort die Nutzung für die Parameteridentifikation nur in einer Nebenbemerkung hinsichtlich der auf den Antrieb bezogenen globalen Reibung.
Der jetzige Beitrag geht im Abschnitt 4 nochmals auf die Grundlagen der Eigenbewegung ein und leitet daraus mathematisch die Bedingung ab, unter der experimentell eine Quasi-Eigenbewegung erzeugt werden kann.

Im Abschnitt 5 wird an Hand der Trägheitsparameter des MPS die Methodik des stufenweisen und iterativen Modellabgleiches demonstriert, wofür die Quasi-Eigenbewegung als eine der Indikatorfunktionen dient. Bereits zur GAMM-Tagung 1997 [11] stellte THÜMMEL die Parameteridentifikation von Trägheitsparametern durch numerische Optimierung vor. In [15, S. 29-31] sind diese Ergebnisse neben vielen anderen Untersuchungen am MPS zusammengefasst.

Mit den Nutzeffekten der Kombination von Servosteuerungen und Koppelgetrieben befassen sich BRAUNE und KÖSTER [1], [5]. Sie verwenden die u. a. Eigenbewegung zur Momentenvorsteuerung. Zudem entwickelten sie Verfahren, um J_{red} direkt aus Messungen zu ermitteln.

2 Mechanismenmodelle und Schätzung der Parameterwerte

2.1 Modellbildung und Modellierungsschritte

Vor jeder Modellbildung und Simulation stellt ein Ingenieur die Frage nach dem Zweck und den dabei dominierenden physikalischen Phänomenen, er definiert aber auch den vertretbaren Zeit- und Kostenaufwand.
Eine unverzichtbare Grundlage stellen dabei Kenntnisse aus dem Betrieb

realer Maschinen dar. Im Idealfall stehen hierzu umfangreiche Erfahrungen aus dem praktischen Einsatz von Vorgängermodellen zur Verfügung. Dabei ist zu beachten, dass bei Leistungserhöhung oder Gewichtseinsparung neue Phänomene auftreten können, welche bisher eine untergeordnete Rolle spielten. Wenn wie bei Neukonstruktionen wenig Wissen vorhanden ist, sind umfangreiche Messungen an Prototypen erforderlich.
Ausgehend vom realen Objekt, also von einer konkreten Maschine wie in unserem Fall der Mechanismenprüfstand, können je nach Vorüberlegung unterschiedliche physikalische Modelle abgeleitet werden. Dies soll der erste Schritt in Abbildung 2 verdeutlichen.

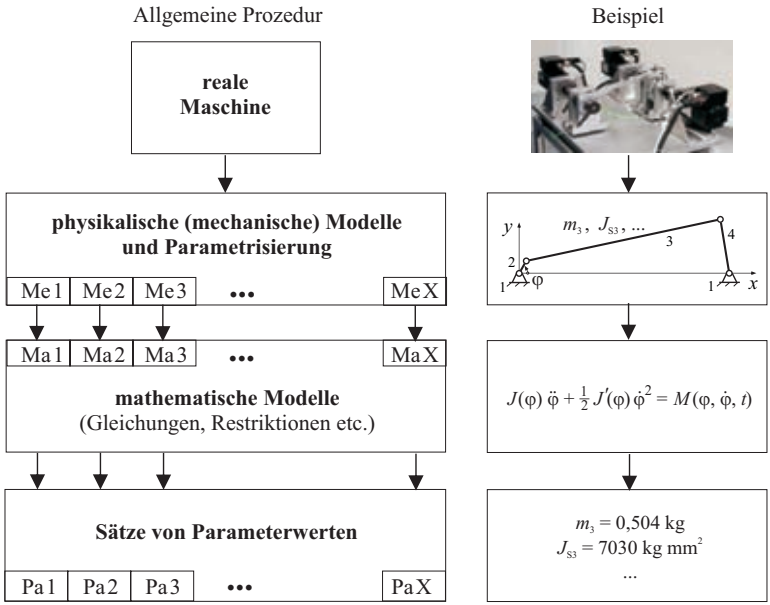


Abbildung 2: Schritte und Begriffe zur Modellbildung

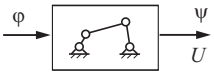
Das physikalische Modell enthält heute oft eine Multiphysik. Dieser Beitrag soll sich aber auf die Mechanik beschränken. Naheliegende Gebiete wie die Elektrotechnik und Regelungstechnik eines Servoantriebes werden noch im Ausblick diskutiert.
Abbildung 2 nennt die unterschiedlichen physikalischen Modelle Me1, Me2, ..., MeX wegen der Beschränkung auf mechanische Modelle. Jedes mechanische

Modell benötigt Modellannahmen und eine Systemgrenze, welche passend zur jeweiligen Problemstellung gewählt werden müssen. Das mechanisches Modell reduziert das reale System auf ein Schema und einen begrenzten Satz von Parametern. Die Parametrisierung legt dabei nur die Art und Anzahl der Parameter als Variable fest, die Bestimmung der Parameterwerte ist ein eigener Schritt.
Dem mechanischen Modell ist eindeutig ein mathematisches Modell (Ma1, Ma2, ..., MaX) zugeordnet. Mithilfe des mathematischen Modells und Messungen an der realen Maschine können letztendlich die Parameterwerte eines Modells bestimmt werden.
Die Wahl des zutreffenden mechanischen Modells unter Berücksichtigung aller relevanten Aspekte erfordert ein umfangreiches Systemwissen und praktische Erfahrung. Diese Aufgabe bleibt wohl auch zukünftig der Ingenieurkunst vorbehalten. Neben Wissen erfordert dieser Schritt auch Intuition und lässt sich schlecht algorithmieren. Die Wahl eines mechanischen Modells entscheidet über den Aufwand und die möglichen Ergebnisse der Folgeschritte und der Simulation.
Abbildung 2 rechts veranschaulicht die Schritte exemplarisch für ein Modell des Mechanismenprüfstandes. Eine ausführlichere Modellbeschreibung befindet sich in Kapitel 3.

2.2 Modellstufen für Mechanismen

Abbildung 3 gibt eine Übersicht zu einigen Modellen für Mechanismen in Antriebssystemen mit steigendem Detaillierungsgrad. Neben dem mechanischen Modell und wesentlichen Parametern steht das mathematische Modell. Der einfachste Fall 1, das kinematische System, kommt noch ohne Trägheitsparameter aus. Das maßstäbliche kinematische Schema definiert die Gelenktopologie und wesentlichen geometrischen Abmessungen, um Übertragungsfunktionen (Lagefunktionen und deren höherer Ordnung) berechnen zu können. Dazu sind auf Lageebene nichtlineare Gleichungssysteme (Lösung der transzendenten Zwangsbedingungen) und auf Geschwindigkeits- und Beschleunigungsebene lineare Gleichungssysteme zu lösen. So können z.B. die Lage und Orientierung eines Werkzeuges im Raum bestimmt werden.
Für den zwangläufigen ebenen Starrkörper-Mechanismus mit einem Antrieb bzw. einem Freiheitsgrad (Fall 2) lassen sich zwei Grundaufgaben unterscheiden. Die erste Aufgabe ist die *Kinetostatik*, d. h. die Berechnung der Zwangskräfte einschließlich Antriebsmoment bei gegebener Bewegung und äußerer Belastung. Dazu sind lineare Gleichungssysteme zu lösen. Die zweite Aufgabe ist die *Dynamiksimulation* zur Bestimmung des Bewegungszustandes über

1. Kinematisches System

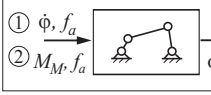


- kinematische Parameter (geometrische Abmess.)

Lagefunktion $U = U(\varphi) = \psi(\varphi)$

ψ', ψ'' $\quad (\,)' = \dfrac{\partial}{\partial \varphi}$

2. Starrkörper-Mechanismus (Zwanglauf)

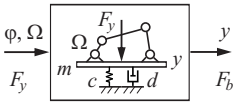


- kinematische Parameter
- Trägheitsparameter $J(\varphi)$

① $\dot{\varphi} = \Omega$: $M_M = \frac{1}{2} J' \Omega^2 - \dfrac{\partial r_a}{\partial \varphi} f_a$

② $J \ddot{\varphi} + \frac{1}{2} J' \dot{\varphi}^2 = M_M + \dfrac{\partial r_a}{\partial \varphi} f_a$

3a) Lineares Schwingungssystem – Fundament

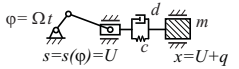


- period. Gestellkraft F_y
- Trägheitsparameter m
- Federparameter c
- Dämpferparameter d

$m\ddot{y} + d\,\dot{y} + c\,y = \sum_k \hat{F}_k \, e^{jk\Omega_0 t}$

$\varphi = \Omega t \qquad F_b = F_c + F_d$

3b) Lineares Schwingungssystem – elastischer Abtrieb



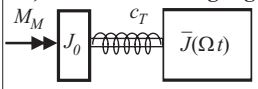
- period. Funktion $U(\varphi)$ (kinematische Parameter)
- Trägheitsparameter m
- Federparameter c
- Dämpferparameter d

$m\,\ddot{q} + d\,\dot{q} + c\,q = -\,m\,\Omega^2\,U''$

$U = U(\varphi) = \sum_k \hat{U}_k \, e^{jk\Omega_0 t}$

$\varphi = \Omega_0 t$

3c) Lineares Schwingungssystem – elastischer Antrieb



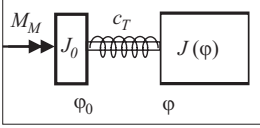
- kinematische Parameter
- Trägheitspar. J_0 , $\bar{J}(\Omega t)$ (unabhäng. von q_1 , q_2)
- Federparameter c_T
- [Dämpferparameter]

$\bar{J}\ddot{q}_2 + \bar{J}'\Omega\,\dot{q}_2 + \frac{1}{2}\bar{J}''\Omega^2 q_2 + \ldots$

$+ c_T(q_2 - q_1) = -\frac{1}{2}\bar{J}'\Omega^2 \quad (1)$

$J_0\ddot{q}_1 - c_T(q_2 - q_1) = M_M \quad (2)$

4) Nichtlineares Schwingungssystem (elastischer Antrieb)

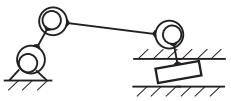


- kinematische Parameter
- Trägheitspar. J_0 , J
- Federparameter c_T
- [Dämpferparameter]

$J\ddot{\varphi} + \frac{1}{2}J'\dot{\varphi}^2 + c_T(\varphi - \varphi_0) = 0 \quad (1)$

$J_0\ddot{\varphi}_0 - c_T(\varphi - \varphi_0) = M_M \quad (2)$

5) Nichtglatte Mechanisches System (MKS, unilaterale Kontakte)



- kinematische Param.
- Trägheitsparameter
- Federparameter
- Dämpferparameter
- Reib- und Stoßparam.

$\boldsymbol{M}\ddot{\boldsymbol{q}} - \boldsymbol{h}(\boldsymbol{q},\dot{\boldsymbol{q}},t,\boldsymbol{u}) - \boldsymbol{W}_N\boldsymbol{\lambda}_N = 0 \quad (1)$

$\ddot{\boldsymbol{g}}_N = \boldsymbol{W}_N^T\ddot{\boldsymbol{q}} + \bar{\boldsymbol{w}}_N \quad (2)$

$\ddot{g}_{Ni} \geq 0,\ \lambda_{Ni} \geq 0,\ \ddot{g}_{Ni}\lambda_{Ni} = 0 \quad (3)$

Abbildung 3: Modellstufen für Mechanismen und Antriebssysteme

eine Integration der Differentialgleichung.
Die dritte Modellstufe in Abbildung 3 enthält Minimalmodelle für lineare Schwingungssysteme. Im Fall 3a) erzeugt die resultierende vertikale Fundamentkraft erzwungene Schwingungen mit periodischer Erregung.
Schließlich entstehen Modelle nichtlinearer Schwingungssysteme (Fall 4), indem keine Linearisierungen für kleine elastische Deformationen q wie unter 3c) vorgenommen wird. Nichtglatte bzw. strukturvariante mechanische Systeme (Fall 5) führen auf Differentialgleichungen gekoppelt mit der Kontaktkinematik und Kontaktgesetzen als Ungleichheits-Nebenbedingungen. Diese höchste Modellstufe kann Reib- und Stoßvorgänge in unilateralen Kontakten nachbilden.

2.3 Methoden zur Schätzung der Parameterwerte

Durch die Verfügbarkeit von Programmpaketen zur Dynamiksimulation ergeben sich immer neue und komplexere Modellvarianten. Vielfältige physikalische Phänomene können einbezogen werden, auch Nebeneffekte. Allerdings entsteht dabei ein wachsender Aufwand für die Ermittlung der Parameterwerte.
Viele Parameter können heute über 3D-CAD-Computerprogramme direkt ausgegeben werden. Oft sind in der Software Tabellenwerte (Dichte des Materials, Reibkoeffizienten, Stoßkoeffizienten etc.) direkt hinterlegt oder Tabellenbücher liefern Anhaltspunkte für Parameterwerte. Einen guten Überblick zur Kennwertermittlung in der Maschinendynamik vermitteln DRESIG und HOLZWEISSIG [2, S. 5-64]. Die darin enthaltenen praktischen Hinweise, Diagramme und Abschätzformeln helfen bei der Parameterwertebestimmung.
Dennoch kann für zuverlässige Parametersätze auf experimentelle Überprüfung kaum verzichtet werden. Dafür erweisen sich Komponentenprüfstande oder abgerüstete Maschinenvarianten oft als einzige Möglichkeit, vorausberechnete Parameter und die damit erzeugten Simulationsergebnisse tatsächlich richtig abzugleichen. Zu jedem Komponentenprüfstand gehört dann auch ein spezielles Simulationsmodell. Besonders die Randbedingungen beeinflussen die Genauigkeit des Abgleiches.
Oft können die konkreten Parameterwerte nicht direkt gemessen werden, sondern lassen sich erst aus Datensätzen gemessener *Indikatorfunktionen* $\boldsymbol{y}(t)$ berechnen. Beispielsweise ermöglicht eine Ausschwingkurve als Indikatorfunktion die Schätzung eines Dämpfungsparameterwertes in Form der Abklingkonstante.
Wenn die Indikatorfunktionen $\boldsymbol{y}$ von Messung und Simulation übereinstimmen, dann beschreibt der zugehörige Parametersatz bzw. Parametervektor $\boldsymbol{x}$ das

System korrekt. Diese Aussage gilt jedoch nur, wenn $\boldsymbol{x}$ eindeutig aus den Indikatorfunktionen bestimmt werden kann und wenn die Sensitivität $\frac{\partial \boldsymbol{y}}{\partial \boldsymbol{x}}$ ausreichend hoch ist. Deswegen müssen durch Indikatorfunktionen bestimmte Parameter immer auf ihre Plausibilität überprüft werden, z. B. durch Vergleich mit Überschlagsrechnungen oder Tabellenwerten.
Dabei gelingt der plausible Modellabgleich meist bereits durch Variation der Parameter und optischen Vergleich der Bilder der Indikatorfunktionen. Ein brauchbares Mittel können aber auch mathematische Optimierungsalgorithmen sein, womit ein quadratisches Zielfunktional minimiert wird.

$$f(\boldsymbol{x}) = k_w \sum_{i=1}^{n} \left[y_{sim}^{(i)}(\boldsymbol{x}) - y_{mess}^{(i)} \right]^2 \rightarrow min \tag{1}$$

Dabei werden die Fehler für n Stützstellen bestimmt und aufsummiert. Ein Skalierungsfaktor k_w sorgt für dimensionslose Vergleichsgrößen bei mehreren Indikatorfunktionen. Die numerische Optimierung bringt in der Regel einen guten Modellabgleich, wenn einige Voraussetzungen gegeben sind. Die Dimension von $\boldsymbol{x}$ muss so niedrig wie möglich sein, d. h. möglichst viele Parameter sollen vorab bestimmt werden. Die Startwerte und Restriktionen für $\boldsymbol{x}$ müssen plausibel abgeschätzt sein. Es ist zu überprüfen, ob das Optimierungsproblem gegenüber Störungen wie Messrauschen empfindlich ist. Nebenminima können für mehrdeutige Lösungen sorgen, welche dann vom Startwert abhängen. Eine sorgfältige Vorgehensweise ist deswegen wichtig. Ein Beispiel für eine Optimierung findet sich in Kapitel 5.

3 Der Mechanismenprüfstand

Der experimentielle Teil dieser Veröffentlichung wird am Mechanismenprüfstand (MPS) durchgeführt. Als Mechanismus dient eine ebene Kurbelschwinge. Tabelle 1 gibt die wesentlichen Abmessungen und die später identifizierten Trägheitsparameter des MPS an. Diese beziehen sich auf das Modell des ebenen Starrkörper-Mechanismus, vgl. Fall 2 in Abbildung 3. Die Koordinatensysteme des MPS sind in Abbildung 4 definiert.
Der Antrieb erfolgt über einen Servomotor an der Kurbel, der wahlweise mit Drehzahlregelung oder Momentenregelung betrieben werden kann. Daneben sind zwei redundante Motoren verbaut. Das Gestell der Kurbelschwinge ist schwingungsisolierend auf Gummifedern gelagert.
Für Messungen am MPS spielen neben den Motorsensoren die Piezo-Kraftsensoren eine wichtige Rolle. Diese befinden sich unter den Lagerböcken der Gelenke A und D (vgl. Abbildung 4). Der Aufbau wird vervollständigt durch

einen PC mit IO-Boards zur Steuerung der Motoren und zur Aufzeichnung der Messungen.

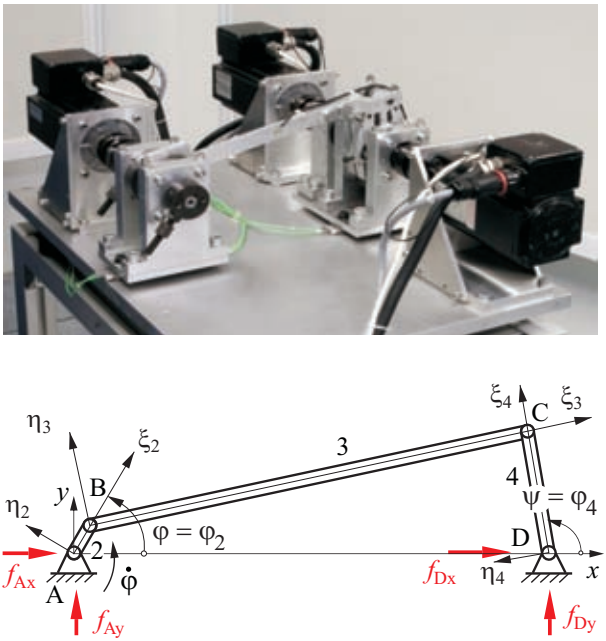


Abbildung 4: Die Kurbelschwinge am Prüfstand und als Modellskizze

4 Dynamik und Eigenbewegung eines Mechanismus

4.1 Minimalmodell und Bewegungsgleichung

Das Basismodell der Mechanismendynamik bildet der ebene zwangläufige Starrkörper-Mechanismus mit einem Freiheitsgrad. Der MPS lässt sich ebenfalls derart modellieren. Die allgemeine Bewegungsgleichung dieses Basismodells lautet nach DRESIG [2, S. 110 ff.]:

$$J_{red}(\varphi)\,\ddot{\varphi} + \frac{1}{2}\,J'_{red}(\varphi)\,\dot{\varphi}^2 + V' = M^*_{red}(\varphi,\dot{\varphi},t) \qquad \text{mit} \qquad ()' = \frac{\partial}{\partial\varphi} \qquad (2)$$

Tabelle 1: Parameter der Kurbelschwinge

Nr. i	Länge l_i [mm]	Masse m_i [kg]	Schwerpunktslage ξ_{Si} [mm]	Trägheitsmoment J_{Si} [kg mm^2]
2	20,0	1,789	-2,76	1 550
3	283,0	0,504	155	7 030
4	77,5	1,517	-16,2	3 610
1	300,0	—	—	—

Der Kurbelwinkel φ wird als Minimalkoordinate verwendet. Die Trägheiten der I einzelnen Glieder werden auf die Kurbel projiziert und zum reduzierten Trägheitsmoment J_{red} zusammengefasst. Analog dazu wird die potentielle Energie mit der partiellen Ableitung V' berücksichtigt, M^*_{red} enthält alle nichtkonservativen Kräfte und Momente. Mit den Variablen nach Abbildung 5 gilt:

$$J_{red} = \sum_{i=2}^{I} \left[m_i \left(x'^2_{Si} + y'^2_{Si} \right) + J_{Si}\, \varphi'^2_i \right] \tag{3}$$

$$V' = \sum_{i=2}^{I} m_i\, g\, y'_{Si} + \sum_{i=1}^{J} c_i \left(l_i - l_{0i} \right) l'_i \tag{4}$$

$$M^*_{red} = \sum_{i=2}^{I} \varphi'_i\, M_i + \sum_{i=1}^{K} \boldsymbol{r}'_{Pi}\, \boldsymbol{f}_{Pi} \tag{5}$$

M^*_{red} setzt sich üblicherweise aus drei Anteilen zusammen. Diese sind das (projizierte) Antriebsmoment M_{An}, das Nutzmoment M_N und das Reibmoment M_R [19, S. 39].

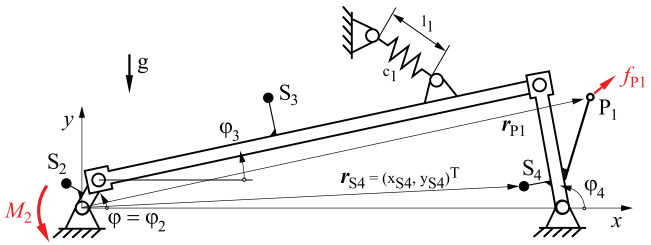


Abbildung 5: Definition der Variablen für Gleichungen (3) bis (5)

4.2 Ideale Eigenbewegung

Ein wichtiger Betriebszustand ist die homogene Lösung von (2), also $M^*_{red} = 0$. Da in diesem Fall über M^*_{red} keine Energie von außen zu- oder abgeführt wird, muss die Summe aus kinetischer Energie T und potentieller Energie V konstant sein. Für die sog. *Eigenbewegung* (EB) gilt:

$$V + T = \text{const.} \quad \Longleftrightarrow \quad M^*_{red}\,(\varphi, \dot{\varphi}, t) = 0 \tag{6}$$

Die Bewegung ist stationär, deswegen gilt: $\dot{\varphi}(\varphi) = \dot{\varphi}(\varphi + 2\,\pi\,k)$. Die Winkelgeschwindigkeit innerhalb einer Umdrehung ist jedoch nicht konstant, sondern abhängig vom Verlauf von $J_{red}(\varphi)$, vgl. hierzu auch Abbildung 6. Bei bekannter Startenergie kann aus der Energieerhaltung die Geschwindigkeit zu jedem beliebigen Kurbelwinkel bestimmt werden [19, S. 46]:

$$\dot{\varphi}_{eig}(\varphi) = 2\sqrt{\frac{T(\varphi_0) + V(\varphi_0) - V(\varphi)}{J(\varphi)}} \tag{7}$$

Zur Charakterisierung der veränderlichen Winkelgeschwindigkeit wird als Bewertungszahl der *Ungleichförmigkeitsgrad* δ verwendet. Dieser ist folgendermaßen definiert:

$$\delta = \frac{\dot{\varphi}_{\max} - \dot{\varphi}_{\min}}{\dot{\varphi}_m} \tag{8}$$

4.3 Quasi-Eigenbewegung

Die ideale EB ist in der Praxis nicht zu realisieren. Zwar kann $M_N = 0$ bei vielen Maschinen durch Betrieb im Leerlauf erreicht werden, die Reibung ist jedoch immer vorhanden und muss durch ein Motormoment kompensiert werden. Werden die Motormomente so gewählt, dass diese zu jedem Zeitpunkt näherungsweise alle Energieverluste ausgleichen, dann stellt sich eine *Quasi-Eigenbewegung* (QEB) ein. Sie ist gewährleistet, wenn gilt:

$$V + T \gg \Delta W = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} M^*_{red}(\varphi,\, \dot{\varphi},\, t)\,\mathrm{d}\varphi \quad \Longrightarrow \quad M^*_{red}\,(\varphi, \dot{\varphi}, t) \approx 0 \tag{9}$$

Bei φ_1 und φ_2 handelt es sich um beliebig wählbare Kurbelwinkel innerhalb einer Umdrehung. Gegenüber (6) ist in (9) ein geringes ΔW und damit eine kleine Änderung der Gesamtenergie des mechanischen Systems zulässig. Die Dynamik der QEB ist wie bei der EB durch die Eigendynamik des Mechanismus geprägt, jedoch lässt sich die QEB auch am realen Prüfstand erzeugen.

Die EB ist ein stationärer Betriebszustand. Damit dies auch für die QEB erfüllt ist, muss für M^*_{red} zusätzlich gelten:

$$\int_{\varphi_1}^{\varphi_1+2\pi k} M^*_{red}(\varphi,\, \dot{\varphi},\, t)\, \mathrm{d}\varphi = 0 \tag{10}$$

4.4 Eigenbewegung und Quasi-Eigenbewegung am MPS

Für Betrachtungen des MPS sind EB und QEB relevant. In einer Simulation ist die EB einfacher zu implementieren, da die QEB ein detailliertes Modell der Dissipation erfordert. Ein Betrieb des MPS in der EB ist nicht möglich, die QEB kann jedoch vergleichsweise einfach erzeugt werden. Wie weitergehende Untersuchungen zeigen, sind die Energieverluste einschließlich Reibung in erster Linie drehzahlabhängig, während die Abhängigkeit vom Kurbelwinkel gering ist. Für einen stationären Betriebszustand gilt also $M_R \approx \mathrm{const.}$, weswegen ein konstantes Motormoment geeignet ist, um eine QEB zu erzeugen. Dies kann am MPS durch Umschalten von Drehzahl- auf Momentenregelung realisiert werden.

Die Verwendung konstanter Motormomente erlaubt zudem, den mechanischen Teil zunächst isoliert zu betrachten. Messungen zeigen, dass nach einer kurzen Einregelzeit der Motor das gewünschte Moment liefert. Die Dynamik der Servoregelung muss dadurch nicht berücksichtigt werden, was das Gesamtmodell und damit die Parameteridentifikation deutlich vereinfacht. Wenn wieder auf Drehzahlregelung zurückgeschaltet wird, muss die Regler- und Motordynamik wieder beachtet werden.

Ob eine QEB vorliegt, soll nun anhand der Ungleichung (9) bei einer Drehzahl von 800 min^{-1} überprüft werden. Die kinetische Energie lässt sich anhand abgeschätzter Trägheitsmomente berechnen. Die potentielle Energie wird vernachlässigt, da am MPS keine Federn verbaut sind und die Schwerpunktlage des MPS sich aufgrund des Massenausgleiches kaum ändert. Als nichtkonservative Terme sind das Motormoment und das nahezu konstante Reibmoment der Kurbel aus Messungen bekannt. Als obere Schranke für ΔW wird der Differenzbetrag über eine Umdrehung aufintegriert.

$$T + V \approx \frac{1}{2}\, \bar{J}_{red}\, \Omega^2 = 0,5 \cdot 0,0022\,\mathrm{kg\,m^2} \cdot \left(\frac{800 \cdot \pi}{30 \cdot \mathrm{s}}\right)^2 = 7,7\,\mathrm{Nm} \tag{11}$$

$$\Delta W < \int_0^{2\pi} (M_{An} - M_{R,\,Kur})\, \mathrm{d}\varphi \approx (0,28 - 0,25)\,\mathrm{Nm} \cdot 2\,\pi = 0,19\,\mathrm{Nm} \tag{12}$$

Da ΔW gegenüber $T + V$ hinreichend klein ist, stellt sich die QEB am MPS mit konstantem Motormoment ein. Nach Identifikation der Trägheit (siehe Kapitel 5) und eines detaillierten Reibmodelles (in dieser Veröffentlichung nicht näher dargestellt) kann diese Aussage eindeutig verifiziert werden. Abbildung 6 zeigt die ungleichförmige Bewegung des MPS, wobei die simulierte EB (reibungsfrei), eine simulierte QEB (beinhaltet Reibmodell und Motormoment) und die gemessene QEB angetragen sind. Im Geschwindigkeitsverlauf sind diese drei Kurven praktisch identisch. Dies zeigt, dass in diesem Fall die gemessene QEB der einer idealen EB gleichgesetzt werden kann.

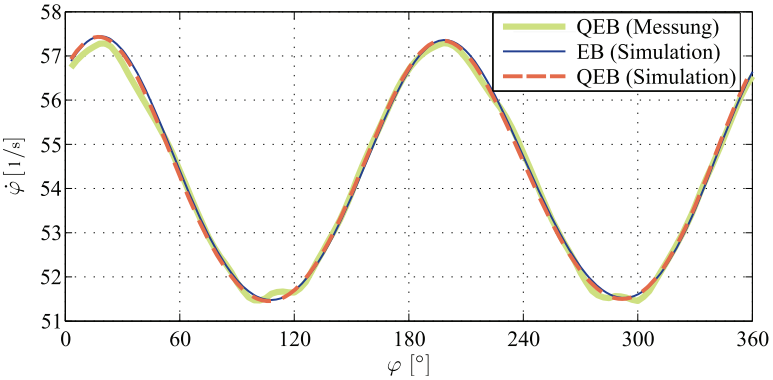


Abbildung 6: Vergleich von gemessener QEB mit simulierter EB bzw. QEB

Aus gleichem Drehzahlverlauf bei EB und QEB darf jedoch nicht automatisch gefolgert werden, dass vergleichbares auch für kinetostatische Größen wie Gelenkkräfte gilt. In der QEB kann der Mechanismus z. B. bei hohem Reibmoment am Abtrieb und einem dazu passenden Motormoment deutlich belastet sein. Wenn jedoch bei der QEB die zusätzlich wirkenden Kräfte im Vergleich zu den Trägheitskräften gering sind, dann können auch die Schnittkräfte mit der EB verglichen werden. Dies trifft auf den MPS mit ausreichender Drehzahl zu, da in diesem Fall die Reibkräfte deutlich kleiner als die Trägheitskräfte sind.

5 Schätzung der Trägheitsparameter des MPS

Die Trägheitsparameter aller bewegten Körper sind für die Beschreibung der Dynamik des MPS unabdingbar (vgl. (2) und (3)). Im Allgemeinen besitzt ein Starrkörper folgende 10 Trägheitsparameter:

$$m, \quad \boldsymbol{r}_S = \begin{pmatrix} \xi_S \\ \eta_S \\ \zeta_S \end{pmatrix}, \quad \boldsymbol{\Theta}_S = \begin{pmatrix} J_{\xi\xi} & J_{\xi\eta} & J_{\xi\zeta} \\ & J_{\eta\eta} & J_{\eta\zeta} \\ \text{symm.} & & J_{\zeta\zeta} \end{pmatrix} \tag{13}$$

Im ebenen Fall ist nur das Trägheitsmoment J_S für die Drehung in der Ebene anstatt des Trägheitstensors notwendig, die Schwerpunktlage ist durch zwei Koordinaten definiert. Damit sind im ebenen Fall vier Trägheitsparameter ausreichend.
Wenn nur das Antriebsmoment bzw. der Bewegungszustand des Mechanismus ohne Gelenkkräfte interessiert, dann reicht als Charakteristik der Trägheit der Verlauf des reduzierten Massenträgheitsmomentes $J_{red}(\varphi)$. Hier gibt es Möglichkeitenen zur Schätzung des Verlaufes ohne Identifikation der Trägheitsparameter aller Einzelkörper, vgl. KÖSTER [5].

5.1 Konventionelles Vorgehen

Zur Ermittlung von Parameterwerten eignen sich zahlreiche direkte und indirekte Messmethoden (vgl. Abschnitt 2.3 und [2, S. 14 ff.]). Alle Werte, die ohne großem Aufwand über direkte Methoden am MPS ermittelt werden können, werden auf diese Art und Weise ermittelt. Dazu wird der Mechanismus in seine Glieder zerlegt. Schließlich können folgende Parameter über die direkten Methoden bestimmt werden:

- Die Längen l_i aus Bauteilzeichnungen
- Die Massen m_i der Glieder Kurbel, Koppel und Schwinge durch Wiegen
- Die Schwerpunktslage $\eta_{Si} = 0$ aufgrund der Symmetrie der Glieder
- Die Schwerpunktlage der Koppel ξ_{S3} durch Ausbalancieren

Die Ermittlung dieser Parameterwerte ist vergleichsweise einfach. Für die Bestimmung der Schwerpunktlagen von Kurbel und Schwinge ξ_{S2} und ξ_{S4} ist das Ausbalancieren auf einem Haarlineal nicht möglich, da keine geeigneten Auflageflächen vorhanden sind. Aus den CAD-Daten lassen sich Anhaltswerte für die fehlenden Schwerpunktlagen und die Trägheitsmomente ermitteln, eine exakte Bestimmung ist auf Grund angebrachter Kabel für Messungen

und den unbekannten Dichteparametern der Bauteile nicht möglich. Zudem ermöglicht die komplexe Kinematik der Wälzlager nur eine Abschätzung der Trägheitsparameter aus den CAD-Daten.

Aus diesem Grund werden die fünf unbekannten Parameterwerte J_{S2}, J_{S3}, J_{S4} sowie ξ_{S2} und ξ_{S4} durch Optimierung identifiziert. Dabei werden die Informationen aus den CAD-Daten für die Wahl sinnvoller Start- und Grenzwerte des Lösungsraums für die Optimierung verwendet.

5.2 Nutzung von Optimierungsalgorithmen

Für die Bestimmung der Parameterwerte über Optimierung ist die Wahl geeigneter Indikatorfunktionen $\boldsymbol{y}(\boldsymbol{x}, t)$ entscheidend. Diese aus Messung und Simulation zugänglichen Funktionen sind die Eingangsgrößen für das Zielfunktional $f(\boldsymbol{x})$, vgl. (1). Die Eignung einer Indikatorfunktion hängt von der Sensitivität $\frac{\partial \boldsymbol{y}}{\partial \boldsymbol{x}}$ gegenüber dem Parametervektor $\boldsymbol{x}$ ab. Im Fall einer hohen Sensitivität ist eine Veränderung der Parameterwerte als Veränderung in der Indikatorfunktion erkennbar. Bei der Identifikation mehrerer Parameter ist es hilfreich, mehrere Indikatorfunktionen auszuwerten, so dass jede Parameterveränderung in mindestens einer Indikatorfunktion eine eindeutig zuordenbare Veränderungen verursacht. Für die Identifikation der fünf Parameter des MPS wurden folgende Indikatorfunktionen ausgewählt: die Lagerkräfte in horizontaler- und vertikaler Richtung an den Gelenken A und D sowie die Geschwindigkeit der Kurbel.

In Abbildung 7 ist beispielhaft dargestellt, wie sich ausgewählte Parameter auf unterschiedliche Indikatorfunktionen auswirken. Im linken Bild ist zu erkennen, dass der Verlauf von $\dot{\varphi}$ deutlich von J_{S2} beeinflusst wird, während eine vergleichbare Änderung von ξ_{S4} kaum Einfluss zeigt. Umgekehrt ist $\boldsymbol{F}_D$ deutlich von ξ_{S4} abhängig, J_{S2} wirkt sich hingegen kaum auf die Kraft aus. In dem Beispiel würde erst die Kombination beider Indikatorfunktionen eine sichere Identifikation der beiden betrachteten Parameter erlauben.

Des weiteren ist darauf zu achten, dass die gemessenen Indikatorfunktionen möglichst wenig durch zufällige Messabweichungen beeinflusst wird. Da die Eigenbewegung zyklisch ist, bietet sich eine Mittelung an. Dazu werden die Kraft- und Geschwindigkeitsverläufe über mehrere Kurbelumdrehungen gemessen und die Mittelwerte für spezifische Kurbelwinkel gebildet. Im Beispiel beträgt die Winkelschrittweite 3°. Die Simulation wird ebenfalls für diese Kurbelstellungen ausgewertet.

Um die Dominanz einer Indikatorfunktion zu verhindern, werden die Wichtungsfaktoren k_w (vgl. (1)) normiert:

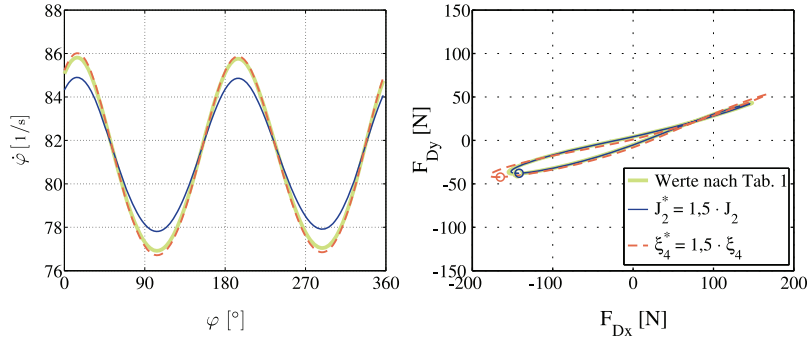


Abbildung 7: Auswirkung einer Variation der Parameter J_2 und ξ_4 um jeweils 30 % auf die Zielfunktionen Eigenbewegung (links) und Kraftverlauf am Gelenk D (rechts)

$$k_w = \frac{1}{(\max|y^{(i)} - \overline{y}|_{mess})^2} \tag{14}$$

Zur Lösung des Minimierungsproblems (1) können übliche Lösungsalgorithmen wie *Implicit Filtering* (imfil) [4] verwendet werden. Dieser zeichnet sich dadurch aus, dass das Hauptminimum trotz kleiner Nebenminima relativ zuverlässig gefunden wird. Dabei ist die Wahl des Startwerts und der Grenzen des Lösungsraum für eine erfolgreiche Optimierung entscheidend, die mithilfe der CAD-Daten bestimmt werden können.

Für die Berechnung der Eigenbewegung nach (6) wird die quelloffene Mehrkörpersimulationssoftware MBSim[1] verwendet. Die nichtlineare Optimierung wird mit MATLAB und dem Optimierungsalgorithmus imfil durchgeführt. Die Ergebnisse der Parameteridentifikation sind in Tabelle 1 dargestellt. Abbildung 8 zeigt die Indikatorfunktionen vor und nach der Optimierung sowie die gemessenen Verläufe. Der optimierte Parametersatz beschreibt die Messungen recht gut. Zur Plausibilität sind in Abbildung 8 mit den Startwerten $\xi_{S2} = 0$, $\xi_{S4} = -4\,\mathrm{mm}$ und $J_{S2} = 2\,400\,\mathrm{kg\,mm^2}$ nur drei Werte gegenüber Tabelle 1 verändert worden.

Eine wichtige Fehlerquelle bei der Parameteridentifikation sind Störeinflüsse, die nicht im Modell berücksichtigt sind. Beispielsweise ist das Gestell starr modelliert. In der Realität ist dieses ein schwingungsfähiges System gegenüber

[1] MBSim ist im www erhältlich unter `mbsim.berlios.de`

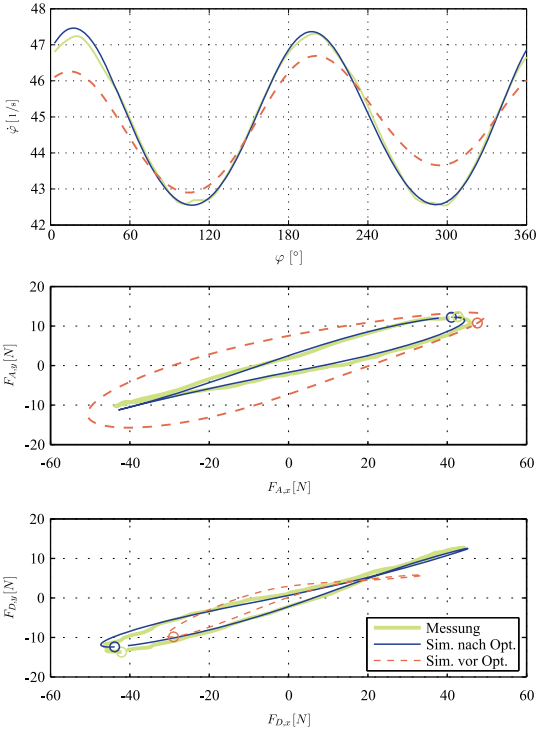


Abbildung 8: Indikatorfunktionen in Messung und Simulation vor und nach der Optimierung

dem Untergrund, vgl. Abbildung 3, Fall 3a). Die niedrigsten Eigenfrequenzen liegen bei 9,0 und 10,0 Hz. Bei Drehzahlen nahe des Resonanzbereichs werden die Lagerkräfte deutlich durch die Schwingungen beeinflusst. Des weiteren ist der Drehzahlverlauf der QEB bei den Messungen mit den 16. Harmonischen überlagert, deren Ursache unbekannt ist. Für die durchgeführten Untersuchungen ist diese Harmonische nicht relevant. Deshalb wird diese bei der Tiefpassfilterung in der Messkette herausgefiltert.
Bei geringen Drehzahlen sind die Trägheitskräfte gering. Bei Messungen mit Drehzahlen unter 300 min^{-1} sind die Messungen mit deutlichen Störungen überlagert. Deshalb wird für die Trägheitsidentifikation der Drehzahlbereich oberhalb dieser Grenze verwendet.

6 Schlussbemerkungen und Ausblick

Die Aufgabe der Parameterwertbestimmung ist eng mit der Modellbildung verknüpft. Eine systematische Identifikation erfordert in der Regel mehrere Modellstufen, um jeweils die Anzahl der unbekannten Parameter gering zu halten. Bei Durchführung direkter Messungen bzw. Verwendung von Datenblättern ergeben sich meist verlässliche Werte. Wenn dies nicht möglich ist, stellt die numerische Optimierung einen alternativen Weg dar. Für reproduzierbare Ergebnisse müssen die Indikatorfunktionen sorgfältig ausgewählt werden.
Ein wichtiger Betriebsmodus für Mechanismen ist die Eigenbewegung. Für Messungen an realen Maschinen bietet sich als vergleichbarer Betriebszustand die Quasi-Eigenbewegung an. Diese tritt auf, wenn die Arbeit der nichtkonservativen Momente ΔW die Gesamtenergie $T + V$ kaum beeinflusst. Diese Ungleichung stellt ein für die Praxis wichtiges Abschätzkriterium dar.
Wenn die Quasi-Eigenbewegung zudem mit konstanter potentieller Energie verbunden ist, dann bietet dieser Betriebsmodus wichtige Indikatoren für die Trägheitsidentifikation. Eine mögliche Vorgehensweise wurde anhand der Kurbelschwinge des Mechanismenprüfstandes demonstriert.
Die Eigenbewegung stellt für weitere Untersuchungen eine wichtige Basis dar. So kann ein einfaches globales Reibmodell erstellt und der zugehörige Parametersatz bestimmt werden, indem die notwendigen Motormomente für die Quasi-Eigenbewegung über der Drehzahl aufgetragen werden. Messungen an einzelnen Gelenken liefern ein detaillierteres Modell, wobei Versuche mit instationären Drehzahlverlauf eine genaue Kenntnis der Trägheitsparameter voraussetzen. Ein weiterer Schritt ist die Identifikation des Motors. Das vorab identifiziere mechanische Modell erleichtert die Bestimmung der Reglerparameter deutlich.
Bezüglich der Quasi-Eigenbewegung an allgemeinen Mechanismen besteht

noch Raum für weitere Untersuchungen. Einen Schwerpunkt können Mechanismen bilden, bei denen die potentielle Energie einen deutlichen Einfluss hat. Hier sind Methoden gefordert, welche die Einflüsse kinetischer und potentieller Energie auftrennen. Eine weiteres Thema sind Mechanismen, die sich nicht im Leerlauf betreiben lassen. In diesem Fall wäre eine der Entwurf einer passenden Momentenvorsteuerung erforderlich, welche hier die Quasi-Eigenbewegung sicherstellt.

Literatur

[1] BRAUNE, R.: *Koppelgetriebe mit Servo-Antrieb in schnellen Verarbeitungsmaschinen.* Tagungsband VVD-Tagung (Verarbeitungs- und Verpackungstechnik) 2006, S. 311-348

[2] DRESIG, H.; HOLZWEISSIG, F.: *Maschinendynamik.* 8. Auflage, Springer Verlag, Berlin Heidelberg [u.a.] 2007

[3] HÖLZL, J.: *Modellierung, Identifikation und Simulation der Dynamik von Industrierobotern.* Fortschritt-Berichte VDI,VDI-Verlag, Düsseldorf 1994

[4] KELLEY, C. T.: *Users' Guide for imfil Version 1.0.* Instruction, März 2011, URL: `http://www4.ncsu.edu/~ctk/MATLAB_IMFIL_v1/manual.pdf` Zugriff am 15.06.2011

[5] KÖSTER, M.: *Der Antrieb ungleichmäßig übersetzender Koppelgetriebe durch Motion-Control-Systeme: Systemkonzipierung und praktischer Einsatz.* Fortschrittberichte VDI : Reihe 8, Meß-, Steuerungs- und Regelungstechnik; Nr. 1168, VDI-Verlag, Düsseldorf 2011

[6] PAUL, B.: *Kinematics and Dynamics of Planar Machinery.* Prentice-Hall, Englewood Cliffs N.J. 1979

[7] PFEIFFER, F.: *Mechanical Systems Dynamics.* Springer Verlag, Berlin Heidelberg [u.a.] 2008

[8] THÜMMEL, T.: *Lösung von Schwingungsproblemen in Verarbeitungsmaschinen durch geregelte redundante Antriebe.* In: VDI-Berichte 1220: Schwingungen in Antrieben: Analyse, Beurteilung Überwachung. VDI-Verlag, Düsseldorf 1995, S. 453-468

[9] THÜMMEL, T.: *Dynamische Effekte durch geregelte Servoantriebe für schnellaufende Hebelmechanismen.* In: VDI-Berichte 1281: Kurvengetriebe, Gelenkgetriebe, gesteuerte Antriebe, Kinematik – Dynamik – Schwingungen. VDI-Verlag, Düsseldorf 1996, S. 281-294

[10] THÜMMEL, T.; BRANDL, M.: *Active Balancing of Joint Forces in High-speed Linkages by Redundant Drives and Learning Control.* Paper and presentation at the 24nd Biennial ASME Mechanisms Conference, Aug. 19-22 1996, Irvine/California, Proceedings of the ASME 1996 DESIGN ENGINEERING TECHNICAL CONFERENCES at CD-ROM ASME United Engineering Center New York 1996, Paper 96-DETC-MECH-1572 p. 1-10, Extended abstracts p. 535

[11] THÜMMEL, T.: *Identifikation von Trägheitsparametern für Mehrkörpersysteme durch Messung von Kraftgrößen.* Wissenschaftl. Jahrestagung der Gesellschaft für Angewandte Mathematik und Mechanik 1997 Vortrag in Session S8.6: Identifikation III, keine schriftliche Veröffentlichung

[12] THÜMMEL, T.: *Die Schubkurbel als Mehrkörpersystem mit einseitigen Bindungen.* Tagungsband Kolloquium Getriebetechnik 1999, S. 87-100,

[13] THÜMMEL, T.; GAULL, A.: *Interpretation von Schwingungsphänomenen an einem Mechanismenprüfstand.* In: VDI-Berichte 1825: Modalanalyse und Identifikation. Verfahren und Anwendung bei dynamischen Systemen. VDI-Verlag Düsseldorf 2004, S. 549-568

[14] THÜMMEL, T.; GINZINGER, L.; GAULL, A.: *Simulation und Messung an einer Kurbelschwinge mit Reibung, Spiel und Stößen.* In: VDI-Berichte 1845: Bewegungstechnik. Lösung von Bewegungsaufgaben mit Koppelgetrieben, Kurvengetrieben und gesteuerten Antrieben. VDI-Verlag Düsseldorf 2004, S. 191-210

[15] THÜMMEL, T.: *Experimentelle Mechanismendynamik – Messung, Modellierung, Simulation, Verifikation, Interpretation und Beeinflussung typischer Schwingungsphänomene an einem Mechanismenprüfstand.* unveröffentlichte Habilitationsschrift, TU München, Fakultät für Maschinenwesen

[16] THÜMMEL, T.; Emmert,S. 73-88, T.: *Kinetische Wechselwirkungen zwischen Servomotor, Regler und Kurbelschwinge.* 8. Kolloquium Getriebetechnik 2009.Verlagshaus Mainz, Aachen 2009, S. 73-88

[17] THÜMMEL, T.; GINZINGER, L.; SCHREIBER, U.: *Schwingungen in Mechanismen mit Spiel in Experiment und Simulation.* In: VDI-Berichte 2077: 6. Fachtagung Schwingungen in Antrieben 2009, VDI-Verlag Düsseldorf 2009, S. 29-40

[18] THÜMMEL, T.; ROSSNER, M.: *Introduction to Modelling and Parameter Identification Methodology of Linkages by Measurements and Simulation* In: Proceedings of the 13th World Congress in Mechanism and Machine Science in Guanajuato, 19-25 June, 2011, paper A24_438

[19] VDI-Richtlinie 2149 Blatt 1: *Getriebedynamik – Starrkörper-Mechanismen.* Beuth Verlag, Berlin 1999

Mathematischer Formalismus zur Bildung Starrkörpermodelle für nachgiebige Mechanismen

Lena Zentner
TU Ilmenau, Fachgebiet Mechanismentechnik

Kurzfassung

Mikrotechnik ist ohne nachgiebige Mechanismen nicht denkbar. Insbesondere der monolithische Aufbau macht sie für die Anwendungen im Mikrobereich attraktiv. Gerade die Eigenschaften, die seitens der Technologie Vorteile bringen, erschweren deren theoretische Untersuchung. In diesem Beitrag wird ein Formalismus zur Aufstellung Starrkörpersystem-Modelle demonstriert und mit Beispielen belegt.

Abstract

Microtechnology cannot be imagined without compliant mechanisms. In particular, the monolithic manufacturing makes it attractive for using it in the field of microtechnologies. It is the properties, which have some advantages concerning the technology, and thereby complicate their theoretical investigation. In this paper, the formalism of establishing the rigid body model is demonstrated und confirmed with the help of some particular examples.

1 Einleitung

Nachgiebige Mechanismen sind im Stande Bewegungen und Kräfte zu übertragen, und dies dank der Fähigkeit zur Deformation von seinen Systemteilen bzw. von ganzem System. Diese Eigenschaft ruft mehrere Vorteile nachgiebiger Mechanismen hervor. Sie können monolithisch hergestellt werden und sind dadurch miniaturisierbar. Sie sind reibungsfrei und wartungsarm sowie im Stande komplexe Bahnen zu realisieren.

Zu einem der Nachteile nachgiebiger Mechanismen gehört deren komplizierte theoretische Untersuchung, eine analytische Untersuchung ist

dabei selten möglich. Die Analyse nachgiebiger Mechanismen kann vereinfacht werden, wenn Starrkörpersystem-Modelle zur Beschreibung des Verformungsverhaltens genutzt werden. Insbesondere für kleine Verformungen liefert diese Methode sehr gute Ergebnisse. Howell in [1] sowie andere Autoren ([2], [3], [4]) beschreiben und verwenden derartige Modellbildung an einzelnen Beispielen. Dabei werden zunächst die Belastungen auf die elastische Strukturabschnitte identifiziert, die Verformungsdifferentialgleichungen für jeden Abschnitt aufgestellt, gelöst und schließlich auf ein Starrkörpersystem übertragen. Dieses aufwendige Procedere kann erspart werden, wenn ein allgemein gültiger Formalismus für Starrkörpermodell-Bildung aufgestellt werden könnte.

In diesem Beitrag wird derartiger Formalismus, in Form von mathematischen Gleichungen, sowie deren Herleitung vorgestellt. Zunächst wird die Klassifizierung stoffschlüssiger Gelenke sowie einwirkender Belastungen vorgenommen. Die stoffschlüssigen Gelenke werden in Gelenke mit lokaler und verteilter Nachgiebigkeit aufgeteilt. Zudem werden drei unterschiedliche Belastungsfälle definiert. Für jeden dieser Fälle werden entsprechende Zusammenhänge für geometrische und materialseitige Parameter hergeleitet, die anschließend zu nur zwei allgemeinen Formeln zusammen geführt werden. Diese erlauben einfach und schnell ein Starrkörpersystem für einen nachgiebigen Mechanismus zu erstellen.

Hier soll erwähnt werden, dass die Entstehung dieser kompakten und in der Anwendung bequemen Formalismus den aufmerksamen und forschen Fragen der Studenten, insbesondere ist hier Herr Marian Münzer zu nennen, zu verdanken ist. Die folgenden Ausführungen werden auch an der TU Ilmenau im Fach „Nachgiebige Mechanismen“ gegeben.

2 Mehrkörpersystem – Modell für stoffschlüssige Gelenke

Hier werden nur elastische sowie geometrisch lineare Verformungen (kleine Deformationen) nachgiebiger Mechanismen betrachtet. Außerdem werden Mechanismen mit elastischen Systemteilen, welche die Form eines Stabes mit konstantem Querschnitt besitzen, in Betracht gezogen. Für weitere Ausführungen ist es wichtig zwischen zwei Gruppen nachgiebiger Systemteile (stoffschlüssiger Gelenke) zu unterscheiden. Beim Vergleich handelt es sich um eine Potenz 10^1, wonach die Gelenke mit zehn und mehr

Mal kleinerer Länge als eine maximale Abmessung des Mechanismus, als solche mit konzentrierter Nachgiebigkeit zu bezeichnen sind. Im Gegensatz dazu wird ein Gelenk, deren Ausdehnung vergleichbar mit den maximalen Abmessungen des Mechanismus ist, ein stoffschlüssiges Gelenk mit verteilter Nachgiebigkeit genannt.

Bei kleinen Verformungen nachgiebiger Systeme können stoffschlüssige Gelenke durch Drehgelenke ersetzt werden, wobei die Nachgiebigkeit durch die Rotationsfedern nachgebildet wird. Wegen der kleinen Ausdehnung stoffschlüssiger Gelenke mit konzentrierter Nachgiebigkeit wird das entsprechende Drehgelenk des Mehrkörpersystems in der Mitte der Strecke des nachgiebigen Gelenkes gewählt. Die Federsteifigkeit soll aus der Betrachtung der Verformung des stoffschlüssigen Gelenkes bestimmt werden. Für Gelenke mit verteilter Nachgiebigkeit sollen sowie die Lage des Drehgelenkes als auch die entsprechende Federsteifigkeit für das Gelenk des Mehrkörpersystem-Modells ermittelt werden. Die Aufgabenstellung für die Gelenke mit verteilter Nachgiebigkeit besitzt einen allgemeinen Charakter und umfasst das erste Problem, deshalb wird diese zunächst betrachtet.

2.1 Beschreibung der Belastungsfälle

Das Ziel ist es, ein nachgiebiges Gelenkelement durch zwei Starrkörper-Gelenkelemente, die mittels eines Drehgelenkes miteinander verbunden sind, zu ersetzen. Die Elastizität wird dabei durch eine Drehfeder mit einer Federsteifigkeit c_t im Gelenk nachgebildet.

Die Länge beider Starrkörper-Gelenkelemente, ebenfalls wie die Länge des nachgiebigen Gelenkelementes, ist *l*. Durch den Parameter γ, welcher aus [1] übernommen wird, soll ein Verhältnis eines Gelenkelementes zu der Länge *l* bezeichnet werden. Somit sind, wie in [1], die Längen der Gelenkelemente γl vom Gelenk bis zu dem freien Ende und $l(1-\gamma)$ von der Einspannung bis zum Gelenk. Es wird angenommen, dass die Verformungen des nachgiebigen Elementes sehr klein sind. Deshalb ist der Drehwinkel θ der relativen Bewegung zwischen beiden Starrkörper–Gelenkelementen entsprechend klein anzunehmen.

Drei Belastungsfälle des nachgiebigen Elementes werden hier betrachtet:
- Belastung durch ein reines Moment
- Belastung durch eine Kraft
- Belastung durch eine Streckenlast.

Für diese drei Fälle werden entsprechenden Parameter γ und Federkonstanten c_t ermittelt.

Fall 1: Belastung durch ein reines Moment

Ein nachgiebiges Element der Länge *l* wird einerseits eingespannt und an seinem Ende durch ein Moment M_0 belastet. Die Verschiebung an einer Stelle x wird durch v(x) beschrieben.

$$v''(x) = \frac{M_0}{EI_z} \tag{2.1}$$

Durch die Anwendung der Randbedingungen

$$v(0) = 0, \quad v'(0) = 0 \tag{2.2}$$

erhält man den Anstieg der Tangente zur Biegelinie am Ende des nachgiebigen Stabelementes $v'(l)$ und die entsprechende Verschiebung v(*l*):

$$v'(l) = \frac{M_0 l}{EI_z}, v(l) = \frac{M_0 l^2}{2EI_z} \tag{2.3}$$

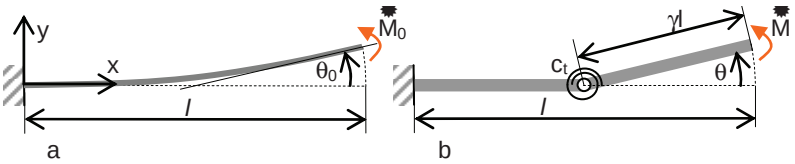


Bild 1: (a) – Nachgiebiges Element und (b) – Mehrkörpersystem-Modell für den Fall einer Belastung durch ein Moment

Für den Neigungswinkel zwischen zwei Starrkörpern des Mehrkörpersystems gilt:

$$\theta = \frac{M}{c_t} \tag{2.4}$$

Fall 2: Belastung durch eine Kraft

Die Verformungsgleichung für den Fall der Belastung des nachgiebigen Elementes durch eine Kraft F_0 am Ende sowie die entsprechende Randbedingungen lauten:

$$v''(x) = \frac{F_0 (l - x)}{EI_z} \tag{2.5}$$

$$v(0) = 0, \quad v'(0) = 0$$

Daraus ergeben sich der Anstieg der Tangente und die Verschiebung des Stabelementes an der Stelle x=*l*:

$$v'(l) = \frac{F_0 l^2}{2EI_z}, \qquad v(l) = \frac{F_0 l^3}{3EI_z} \tag{2.6}$$

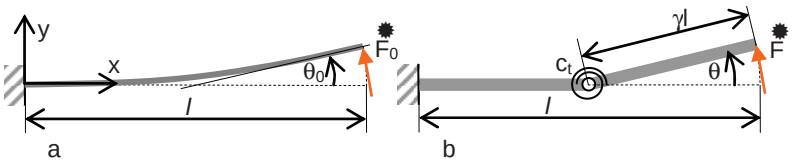


Bild 2: (a) – Nachgiebiges Element und (b) – Mehrkörpersystem-Modell für den Fall der Belastung durch eine Kraft

Für die Ermittlung des Neigungswinkels im Mehrkörpersystem wird das Moment der Kraft um das Drehgelenk betrachtet.

$$\theta = \frac{F \gamma l}{c_t} \tag{2.7}$$

Fall 3: Belastung durch eine Streckenlast

Für ein nachgiebiges Element gilt:

$$v''(x) = \frac{q_0 (l - x)^2}{2EI_z} \tag{2.8}$$

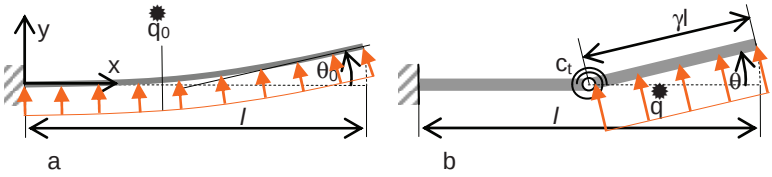


Bild 3: (a) – Nachgiebiges Element und (b) – Mehrkörpersystem-Modell für den Fall der Belastung durch eine Streckenlast

Für x=*l* sind die Neigung der Tangente und die Verschiebung wie folgt.

$$v'(l) = \frac{q_0 l^3}{6EI_z}, \qquad v(l) = \frac{q_0 l^4}{8EI_z} \tag{2.9}$$

Der Neigungswinkel im Mehrkörpersystem wird ebenfalls durch die verteilte Last, die hier aber auf die Strecke γl wirkt, beschrieben.

$$\theta = \frac{q(\gamma l)^2}{2c_t} \tag{2.10}$$

2.2 Allgemeine Formeln für den Übergang zum Mehrkörpersystem – Modell

Um eine allgemeine Betrachtung zu ermöglichen, werden für die genannten Belastungsarten folgende Bezeichnungen eingeführt. Für das nachgiebige System sind diese wie folgt.

$$M_{10} = M_0 ,$$

$$M_{20} = F_0 l , \tag{2.11}$$

$$M_{30} = \frac{1}{2} q_0 l^2$$

Für das Starrkörpersystem-Modell werden ebenfalls drei entsprechende Hilfsmomente analog formuliert:

$$M_1 = M\,,$$

$$M_2 = Fl\,, \tag{2.12}$$

$$M_3 = \frac{1}{2} q l^2\,.$$

Dabei wird der Winkel des Tangentenanstieges durch θ_{n0} bezeichnet, mit $\tan\theta_{n0} = v_n'(l)$, wobei n=1,..,3 ist. Der Parameter n widerspiegelt den jeweiligen Belastungsfall. Zur Erstellung des Starrkörpersystem-Modells werden die Verschiebungen vom Stabende des nachgiebigen Elementes und des Starrkörpergelenk-Elementes gleich gesetzt.

$$v_n(l) = v_{ny} \tag{2.13}$$

Außerdem sollen die entsprechenden Drehwinkel θ_n und der Anstieg der Tangente θ_{n0} sowie die Belastungen identisch werden:

$$\theta_n = \theta_{n0} \tag{2.14}$$

$$M_n = M_{n0} \tag{2.15}$$

Für den Anstieg der Tangente und die Verschiebung für das Ende des nachgiebigen Elementes werden $v_n^{'}(l)$ und $v_n(l)$ für einzelne Belastungsarten allgemein erfasst:

$$v_n^{'}(l) = \frac{l}{EI_z}\frac{M_{n0}}{n}\,, \qquad v_n(l) = \frac{l^2}{EI_z}\frac{M_{n0}}{n+1}\,. \tag{2.16}$$

Der Neigungswinkel des beweglichen Gliedes eines Mehrkörpersystems sowie deren Verschiebung in y-Richtung werden unter Berücksichtigung kleiner Verformungen wie folgt beschrieben.

$$\theta_n = \frac{M_n \gamma_n^{\,n-1}}{c_t} \tag{2.17}$$

$$v_{ny} = \gamma_n\, l\, \theta_n \tag{2.18}$$

Unter Beachtung der Bedingungen (2.13) bis (2.15) werden die Gleichungen zur Ermittlung der Lage des Gelenkes und der Federkonstante bestimmt.

$$\gamma_n = \frac{n}{n+1} \tag{2.19}$$

$$c_{tn} = \frac{n^n}{(n+1)^{n-1}} \frac{EI_z}{l} \tag{2.20}$$

N	γ_n	c_{tn}	Darstellung
1	$\frac{1}{2}$	$\frac{EI_z}{l}$	
2	$\frac{2}{3}$	$\frac{4}{3}\frac{EI_z}{l}$	
3	$\frac{3}{4}$	$\frac{27}{16}\frac{EI_z}{l}$	

Tabelle 1: Lagen des Gelenkes und entsprechende Federkonstanten eines Ersatz-Mehrkörpersystems für einzelne Belastungsarten

Entsprechend den letzten beiden Formeln können für einzelne Belastungsarten die Lage des Gelenkes und die entsprechende Federkonstante für ein Ersatz-Mehrkörpersystem ermittelt werden. Es ergeben sich folgende Werte für verschiedene Fälle n, die in der **Tabelle 1** zusammengefasst sind. Entsprechend diesen Ergebnissen verschiebt sich das Gelenk mit jedem weiteren Fall n von der Mitte, für ein reines Moment, weiter in Richtung der Einspannung, wobei die Festigkeit der Feder sich erhöht. Es ist außerdem zu erkennen, dass die Ergebnisse für die Federkonstante und die Lage des Gelenkes nicht vom Wert der Belastungen abhängen, sondern nur von der Belastungsart, die durch den Parameter n widerspiegelt wird.

2.3 Allgemeine Formeln für komplexe Belastungen für stoffschlüssige Gelenke mit verteilter Nachgiebigkeit

Oft kommt es jedoch zu komplexen Belastungen eines nachgiebigen Elementes, so dass dieses gleichzeitig durch Kraft, Moment bzw. auch durch Streckenlast beansprucht wird. Da es der linearen Theorie bedient wird, können Verschiebungen und Winkel aufaddiert werden:

$$v_n'(l) = \frac{l}{EI_z} \sum_{n=1}^{3} \frac{M_{n0}}{n}, \tag{2.21}$$

$$v_n(l) = \frac{l^2}{EI_z} \sum_{n=1}^{3} \frac{M_{n0}}{n+1} \tag{2.22}$$

und analog gelten folgende Zusammenhänge für ein Mehrkörpersystem:

$$\theta_n = \frac{\sum_{n=1}^{3} M_n \gamma^{n-1}}{c_t}, \tag{2.23}$$

$$v_{ny} = \gamma l \theta . \tag{2.24}$$

Unter Anwendung der Bedingungen (2.13) und (2.15) werden allgemeine Ausdrücke zur Bestimmung der Gelenklage und der Federkonstante für ein Ersatz-Mehrkörpersystem ermittelt:

$$\gamma = \frac{\sum_{n=1}^{3} \frac{M_n}{n+1}}{\sum_{n=1}^{3} \frac{M_n}{n}}, \tag{2.25}$$

$$c_t = \frac{EI_z}{l} \cdot \frac{\sum_{n=1}^{3} M_n \cdot \gamma^{n-1}}{\sum_{n=1}^{3} \frac{M_n}{n}} . \tag{2.26}$$

2.4 Allgemeine Formeln für komplexe Belastungen für stoffschlüssige Gelenke mit konzentrierter Nachgiebigkeit

Für stoffschlüssige Gelenke mit konzentrierter Nachgiebigkeit werden nur zwei Belastungsarten betrachtet: Belastung durch ein Moment und Belastung durch eine Kraft. Wegen der kleinen Länge des nachgiebigen Elementes wird die verteilte Belastung als nicht relevant angesehen. Die Lage des Gelenkes für ein Mehrkörpersystem wird ebenfalls, wegen der kurzen Ausmessung, in der Mitte des Elementes angenommen. Wenn die allgemeine Formel (2.26) unter Berücksichtigung genannter Annahmen, wie

$$\gamma = \frac{1}{2}, \quad M_{30} = M_3 = 0 \tag{2.27}$$

verwendet wird, ergibt sich ein bekannter Ausdruck für die Federkonstante, welcher von dem Belastungsfall sowie der Komplexität der Belastung unabhängig ist:

$$c_t = \frac{EI_z}{l}. \tag{2.28}$$

3 Anwendung des Formalismus an Beispielen

Als ein erstes Beispiel wird ein einfaches Greifersystem mit zwei stoffschlüssigen Gelenken betrachtet, um die Anwendung des Formalismus zu demonstrieren. Anhand von weiteren Beispielen werden Sonderfälle und damit verbundene Probleme bei Aufstellung von Ersatz-Mehrkörpersystemen aufgezeigt und entsprechende Lösungen vorgeschlagen.

3.1 Erstes Beispiel zur Anwendung des Formalismus

Ein nachgiebiger Greifer (

Bild 4a) wird durch Wirkung (Verkürzung) eines Antriebselementes zum Greifvorgang vorbereitet. Danach wird die Antriebswirkung gelöst und ein Objekt gegriffen, wobei sich der nachgiebige Greiferfinger sowie die nachgiebige Verbindung zwischen beiden Fingern unter der Greifkraft F_{Gr} verformen. Ein Ersatz-Mehrkörpermodell des Greifers soll aufgestellt

werden. Es wird davon ausgegangen, dass die Länge *l* der nachgiebigen Verbindung viel kleiner als die Länge L des nachgiebigen Fingers ist. Aufgrund gegebener geometrischer Parameter werden hier das Verbindungselement als ein stoffschlüssiges Gelenk mit konzentrierter und der Finger als solcher mit verteilter Nachgiebigkeit betrachtet. Dementsprechend wird ein Drehgelenk in die Mitte der Länge *l* des Verbindungselementes positioniert. Mit dem Gelenk wird eine Torsionsfeder der Steifigkeit c_{t1} verbunden. Durch EI_Z wird die Biegesteifigkeit nachgiebiger Teile des Greifers bezeichnet.

$$c_{t1} = \frac{EI_z}{l} \tag{3.1}$$

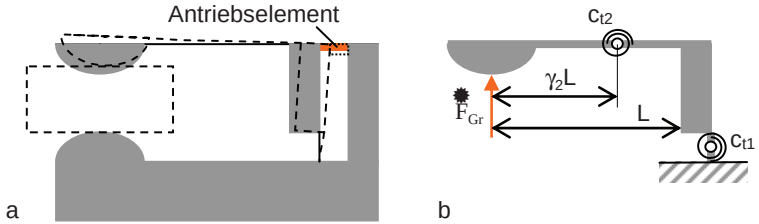


Bild 4: (a) – Beispiel eines Greifers mit einem Gelenk mit verteilter und einem mit konzentrierter Nachgiebigkeit; (b) – entsprechendes Mehrkörpersystem-Modell

Für den Finger, der nur durch eine Greifkraft belastet wird, sollen die Lage des Gelenkes und die Federsteifigkeit der Torsionsfeder für das Ersatz-Mehrkörpermodell ermittelt werden. In diesem Fall handelt es sich um den einzelnen Belastungsfall n=2, die Werte für γ_2 und c_{t2} werden der **Tabelle 1** entnommen:

$$\gamma_2 = \frac{2}{3}, \quad c_{t2} = \frac{4}{3}\frac{EI_z}{L}. \tag{3.2}$$

Somit wird ein Mehrkörpersystem für den gegebenen Greifer erstellt (

Bild 4b). Das Modell dient für Berechnungen und geometrischen Darstellungen von Verformungen beim Greifen von Objekten für kleine Verformungen nachgiebiger Systemteile.

3.2 Diskussion über Anwendungsmöglichkeiten, weitere Beispiele

In den weiteren zwei Beispielen werden Sonderfälle betrachtet und Lösungsmöglichkeiten diskutiert. Das erste System ist ebenfalls ein Greifer mit nachgiebigen Teilelementen paarweise der Länge L und *l* (**Bild 5a**). Für das Öffnen des Greifers, unter der Wirkung der Antriebskraft F_{An}, soll ein Ersatz-Mehrkörpersystem aufgestellt werden. Entsprechend den gegebenen geometrischen Abmessungen werden das Teilelement der Länge L als ein stoffschlüssiges Gelenk mit verteilter Nachgiebigkeit und das Stabelement der Länge *l* als einer mit konzentrierter Nachgiebigkeit im Model berücksichtigt. Zunächst sollen auf die Stabelemente einwirkende Belastungen ermittelt werden. Zu diesem Zweck werden folgende Bedingungen in Betracht gezogen. Unter der Wirkung von Kräften und Momenten von Stabelementen bleibt der Finge im Gleichgewicht (**Bild 5b**). Außerdem bleiben beide Tangenten zu den nachgiebigen Stabelementen an der Einmündung in den Fingerkörper t_1 und t_2 stets parallel.

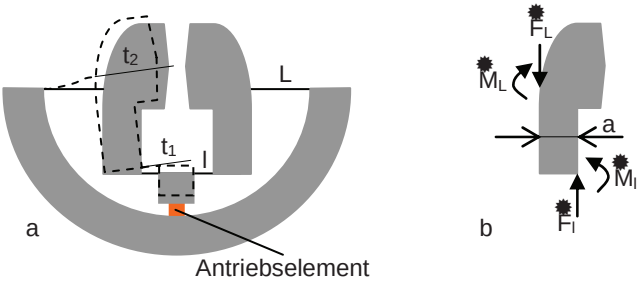


Bild 5: (a) – Beispiel eines Greifers mit zwei Gelenken mit verteilter und zwei mit konzentrierter Nachgiebigkeit; (b) – Darstellung eingreifenden Belastungen auf ein Greiferelement (Gleichgewicht)

Aus der ersten Bedingung und der Einbeziehung der Antriebskraft folgen Zusammenhänge für die Einwirkenden Kräfte und Momente:

$$F_l = F_L = \frac{1}{2} F_{An}, \quad \frac{M_L - M_l}{a} = \frac{F_{An}}{2} \tag{3.3}$$

Der Ausdruck (2.21) für die Tangentenneigung wird in der zweiten Bedingung verwendet, welche dann die einwirkenden Momente liefert:

$$M_l = \frac{F_{An}}{4}\frac{l^2 - 2aL - L^2}{L - l}, \quad M_L = \frac{F_{An}}{4}\frac{l^2 - 2al - L^2}{L - l} \tag{3.4}$$

Für das Gelenk, welches in die Mitte der Strecke *l* platziert wird, ist die Federkonstante nach (2.28) zu berechnen. Auf das nachgiebige Element der Länge L wirken eine Kraft und ein Moment mit Beträgen von F_L und M_L, welche diesen aus dem **Bild 5b** entgegen gerichtet sind, folglich werden nach (2.11) Hilfsmomente eingeführt:

$$M_{10} = \frac{F_{An}}{4}\frac{l^2 - 2al - L^2}{L - l}, \quad M_{20} = \frac{F_{An}}{2}L, \quad M_{30} = 0. \tag{3.5}$$

Die Lage des Gelenkes und die Federsteifigkeit können nach (2.25) und (2.26) ermittelt werden. Das entsprechende Ersatz-Mehrkörpersystem des nachgiebigen Systems ist im **Bild 6a** gezeigt, wegen der Symmetrie wird nur ein Finger dargestellt. Derartiges System besitzt ein Freiheitsgrad von Null und erlaubt demzufolge keine Bewegung. Eine Lösung für dieses Problem kann die Einführung eines zusätzlichen Gelenkes am nachgiebigen Element liefern, wie das **Bild 6b** zeigt. Dabei sollen solche Bedingungen erfüllt werden, wie der gleiche Wert der Verschiebung vom Ende des eingelenkigen und zweigelenkigen Systemteils sowie die entsprechende Zusammenhänge zwischen der Federkonstante und den einwirkenden Belastungen für jedes der beiden neuen Gelenke (**Bild 7**).

$$\begin{aligned} &\theta_2(\gamma - \gamma_2) = \gamma_1\theta_1 \\ &c_{t21}\theta_1 = M + Fl(\gamma_1 + \gamma_2) \\ &c_{t22}(\theta_2 + \theta_1) = M + Fl\gamma_2 \end{aligned} \tag{3.6}$$

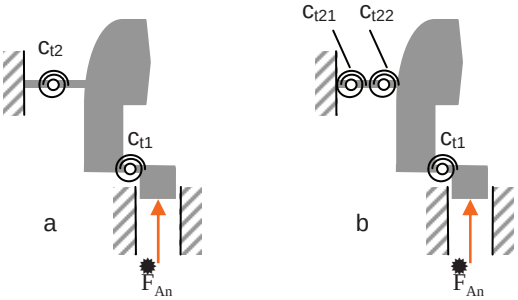


Bild 6: (a) – Mehrkörpersystem-Modell mit einem Freiheitsgrad von 0, erhalten durch einen direkten Ersatz eines nachgiebigen Elementes durch nur ein Starrkörper-Gelenk, (b) – Mehrkörpersystem-Modell mit einem Freiheitsgrad von 1

Diese drei Gleichungen beinhalten fünf unbekannte Parameter: c_{t21}, c_{t22}, γ_1, γ_2, θ_1 und θ_2, wobei $\theta_2 = \theta$ gesetzt wird. Es wird außerdem vorausgesetzt, dass $c_{t21}=c_{t22}$ ist. Hinzugezogen wird auch der Ausdruck des Zusammenhanges zwischen der Federkonstante c_{t2} und den einwirkenden Belastungen für das Systemteil mit einem Gelenk.

$$c_{t2}\theta = M + F\gamma l \tag{3.7}$$

Aus den letzten Gleichungen (3.6) und (3.7) kann für beide Federkonstanten ein folgender Ausdruck gewonnen werden.

$$c_{t21} = c_{t22} = \frac{Fl\gamma_1}{2\theta_1 - \theta} \tag{3.8}$$

Durch das Ausschließen von γ_2, c_{t21} bzw. c_{t22} in (3.6) sowie von M, anhand der Gleichung (3.7), wird eine quadratische Gleichung für θ_1 erhalten. Die Lösung dieser Gleichung ist wie folgt.

$$\theta_1 = \frac{\theta}{2}\left(\frac{c_{t2}\theta}{Fl\gamma_1} + 1 \pm \sqrt{\left(\frac{c_{t2}\theta}{Fl\gamma_1}\right)^2 - 1}\right) \tag{3.9}$$

Nach (3.8) folgt, dass $\theta_1 > \theta / 2$ bleiben sollte, um positive Federkonstanten zu erzielen. Andererseits darf der Winkel θ_1 nicht den Wert des Winkels θ übersteigen. Somit gilt eine folgende Bedingung:

$$1 < \frac{c_{t2}\theta}{Fl\gamma_1} + 1 \pm \sqrt{\left(\frac{c_{t2}\theta}{Fl\gamma_1}\right)^2 - 1} < 2 \tag{3.10}$$

Daraus folgt das negative Vorzeichen vor dem Wurzel-Ausdruck für θ_1 in (3.9).

$$\theta_1 = \frac{\theta}{2}\left(\frac{c_{t2}\theta}{Fl\gamma_1} + 1 - \sqrt{\left(\frac{c_{t2}\theta}{Fl\gamma_1}\right)^2 - 1}\right) \tag{3.11}$$

Und für γ_1 wird gelten:

$$\gamma_1 < \frac{c_{t2}\theta}{Fl}. \tag{3.12}$$

Der Lösungsweg wird auf folgende Weise durchgeführt. Zunächst wird γ_1 nach (3.12) gewählt, danach θ_1 entsprechend (3.11) berechnet und anschließend die Federkonstanten nach (3.8) ermittelt. Der Parameter γ_2 folgt aus der ersten Gleichung des Gleichungssystems (3.6):

$$\gamma_2 = \gamma - \gamma_1 \frac{\theta_1}{\theta}. \tag{3.13}$$

Diese Parameter bestimmen das neue Mehrkörpersystem-Modell (**Bild 6 b**) für die Aufgabe im **Bild 5**.

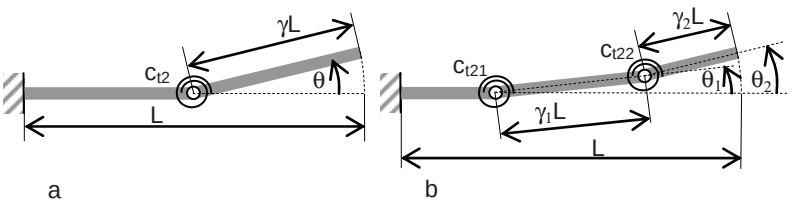


Bild 7: Einführung eines zweiten Gelenkes zur Erhöhung vom Freiheitsgrad

Der Gegenstand eines weiteren Beispiels ist ein mechanisches Teilsystem einer optischen Sensoreinheit (

Bild 8 a-b). Das System soll als ein Mehrkörpersystem modelliert werden. Wenn anhand der Formel (2.25) die Lage des Gelenkes für nachgiebige Elemente der Länge L ermittelt wird, dann würde diese unendlich weit vom Ende elastischer Stäbe liegen. Diese Tatsache ist durch die Parallelität beider Einspannseiten der Stäbe zu begründen (

Bild 8 c). Aus Symmetriegründen wird nur eine Hälfte eines Stabes betrachtet (

Bild 8 d). Einerseits ist dieser eingespannt, auf der anderen Seite wirkt im Falle derartiger Verformung kein Moment sondern nur eine Kraft, deren Betrag hier nicht relevant und durch F_1 benannt ist.

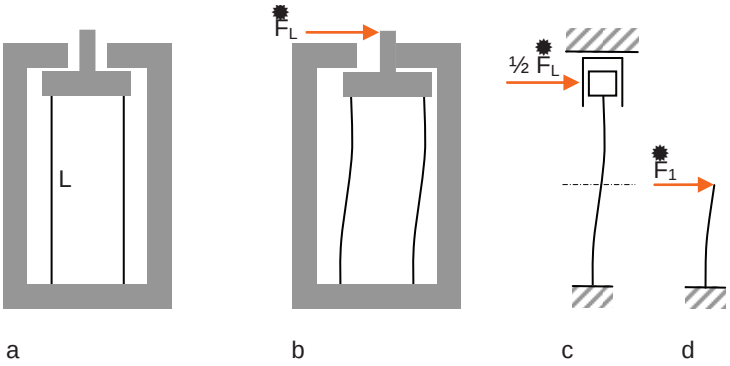


Bild 8: (a) – mechanisches Teilsystem einer optischen Sensoreinheit in unbelastetem und (b) – in belastetem Zustand; (c) - Modell eines ganzen nachgiebigen Elementes und (d) – einer Hälfte (aus Symmetriegründen)

Es handelt sich um den Fall n=2 aus der **Tabelle 1**, deshalb werden die entsprechenden Werte für γ_2 und c_{t2} für diese Hälfte des nachgiebigen Stabes übernommen **Bild 9 a**. Demzufolge wird für einen ganzen Stab ein Mehrkörpermodell mit zwei Gelenken entstehen, beide Hälften werden zu einem System zusammengesetzt (**Bild 9 b**). Das mittlere Teil des Systems besitzt die Länge 2/3 L und die seitlichen mit diesem gelenkig verbundenen

Starrkörperelemente sind jeweils der Länge 1/6 L. Das Ergebnis des Mehrkörpersystem-Modells ist im **Bild 9 c** dargestellt.

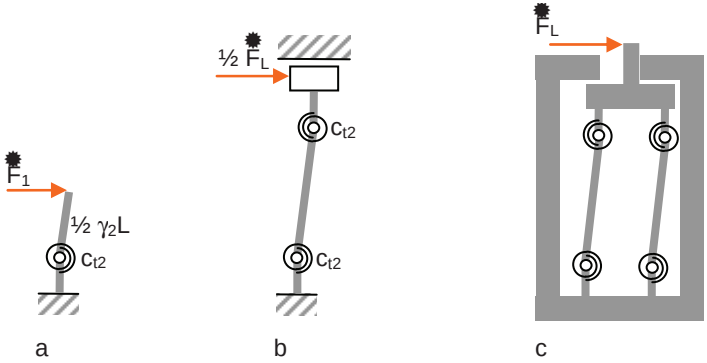


Bild 9: (a) – Mehrkörpersystem-Modell für eine Hälfte und (b) – für das ganze nachgiebige Element; (a) – Mehrkörpersystem-Modell für das Gesamtsystem

Zusammenfassung

In diesem Beitrag wurde ein Formalismus, in Form von mathematischen Gleichungen, mit einer ausführlichen Herleitung vorgestellt. Dieser erlaubt einen unkomplizierten Übergang von einem nachgiebigen Modell zu einem Mehrkörpersystem-Modell. Es wurde anhand von zwei letzten Beispielen gezeigt, dass nicht jedes System durch das Einführen nur eines Gelenkes statt eines nachgiebigen Elementes als ein Mehrkörpersystem-Modell geeignet ist. So wurde im ersten Beispiel ein System mit einem Freiheitsgrad von 0 erhalten und im weiteren Beispiel kam es zur unendlich weiten Entfernung des Gelenkes von einer der Einspannung des Systemteils. Da für diese Beispiele die Lösungen in allgemeiner Form dargestellt wurden, können auch diese hergeleiteten Zusammenhänge für derartige Sonderfälle verwendet werden.

Literatur

[1] Howell, Larry L.: Compliant mechanisms. New York: Wiley, 2001, ISBN 9780471384786

[2] Lobontiu, Nicolae; Paine, Jeffrey: Parabolic and hyperbolic flexure hinges. In: Journal of the International Societies for Precision Engineering and Nanotechnology 26 (2002), S. 183–192

[3] Jensen, Brian; Howell, Larry: The modeling of cross-axis flexural pivots. In: Mechanism and Machine Theory 37 (2002), S. 461–476

[4] Raatz, Annika: Stoffschlüssige Gelenke aus pseudo-elastischen Formgedächtnislegierungen in Pararellrobotern. Essen: Vulkan-Verl., 2006, ISBN 3–8027–8691–2

e-Kinematix: Virtuelle Forschungsumgebung zur Unterstützung der Getriebeentwicklung

Guido Lonij, Burhard Corves; Matthias Razum; Michael Reeßing, Torsten Brix;

Institut für Getriebetechnik und Maschinendynamik, Aachen; FIZ Karlsruhe, Eggenstein-Leopoldshafen; Technische Universität Ilmenau, Fachgebiet Konstruktionstechnik;

Kurzfassung

Im Projekt e-Kinematix soll eine virtuelle Forschungsumgebung zur Unterstützung der Entwicklung von Bewegungseinrichtungen aufgebaut werden. Hierzu sollen Technologien zur Projektorganisation, -durchführung und -dokumentation bereitgestellt werden. In einzelnen Modulen werden Werkzeuge zur Verwaltung, Recherche, Synthese und Analyse erstellt. Besonders wichtig bei der Entwicklung ist die Dokumentation der Ergebnisse der Arbeitsschritte und die Verknüpfung der gesammelten Daten. Grundlage für das e-Kinematix Projekt bilden die e-Researchumgegung eSciDoc, die Digitale Mechanismen- und Getriebebibliothek (DMG-Lib) und die Applikation Gecko. Durch die Kombination entsteht ein umfassendes Werkzeug zur Unterstützung des Entwicklungsprozesses.

Abstract:

The aim of the e-Kinematix Project is the creation of an e-Research environment for the development of mechanisms. For this purpose technologies are provided for project organization, execution and documentation. Individual modules are created for the administration, inquiery, synthesis and analysis. Especially important is the documentation of the research results and the subsequent interconnection of the gathered data. The foundation for the e-Kinematix-Project are the e-Research environment eSciDoc, the mechanism and gear library DMG-Lib and the application Gecko. The combination establishes an integral instrument for the support of mechanism development.

1 Motivation

Bei Forschungs- und Entwicklungsaufgaben ist ein strukturiertes und organisiertes Vorgehen zur Schaffung optimaler Lösungen erforderlich. Insbesondere bei komplexer Problemstellung sind Informations- und Datenmanagement, eine eindeutige Organisation der Arbeitsgruppe wichtige Grundvoraussetzungen für einen effizienten Prozessverlauf. Die nachweisfähige Dokumentation der Prozessschritte während des gesamten Prozesses ist dabei von großer Bedeutung. Die Einführung einer einheitlichen Plattform als virtuelle Arbeitsumgebung zur Sammlung, Verwaltung, Anreicherung, Verknüpfung und Veröffentlichung von Daten sowie die Einbindung der e-Engineering Dienste ermöglicht eine gemeinschaftliche Arbeitsweise von Forschungs- und Entwicklungsteams und eine Nachnutzung der Entwicklungsergebnisse.

2 Vision

Im Projekt e-Kinematix steht der Aufbau und Verbreitung einer virtuellen Arbeitsumgebung zur Kommunikation, Dokumentation, Kollaboration und Publikation von den Forschungs- und Entwicklungsergebnissen mit dem Schwerpunkt getriebetechnischer Baugruppen im Zentrum. Grundlage für Projektorganisation sowie Rechte- und Benutzerverwaltung soll das Informations- und Datenmanagement-Framework eSciDoc bilden.

Die Entwicklung von Getrieben soll durch den Einsatz des Raumgeometrieprogramms Gecko realisiert werden, mit dem getriebetechnische Synthese- und Analyseverfahren schnell und unkompliziert durchführbar sind. Zudem soll eine Zugriffsmöglichkeit auf vorhandene Informationsspeicher wie z.B. die DMG-Lib zur Recherche bereits bekannter Lösungen und Unterstützung durch Fachliteratur ermöglicht werden.

2.1 Arbeitsfluss

Zur Realisierung einer optimalen virtuellen Arbeitsumgebung im Rahmen des e-Kinematix Projektes soll diese sich an den bereits verwendeten methodischen Entwicklungsprozessen orientieren, unterstützend wirken und weder Einschränkung noch Mehraufwand für den Ingenieur mit sich bringen. In der Praxis bedeutet diese Anforderung eine optionale Verwendung der Teilaspekte oder Module der Arbeitsumgebung, in denen Informationen

automatisiert erfasst, verlinkt und weiterverarbeitet werden können. Die Module richten sich dabei sowohl auf die Organisation als auch auf die Durchführung des Prozesses.

Ein allgemein anerkanntes Vorgehen bei der Entwicklung technischer Produkte (1) sind die VDI 2221 (2) und VDI 2222 (3).

Bild 1 beschreibt eine prinzipielle Vorgehensweise für eine generelle Produktentwicklung mit einer Unterteilung in logischen Arbeitsschritten die iterativ durchlaufen werden (2).

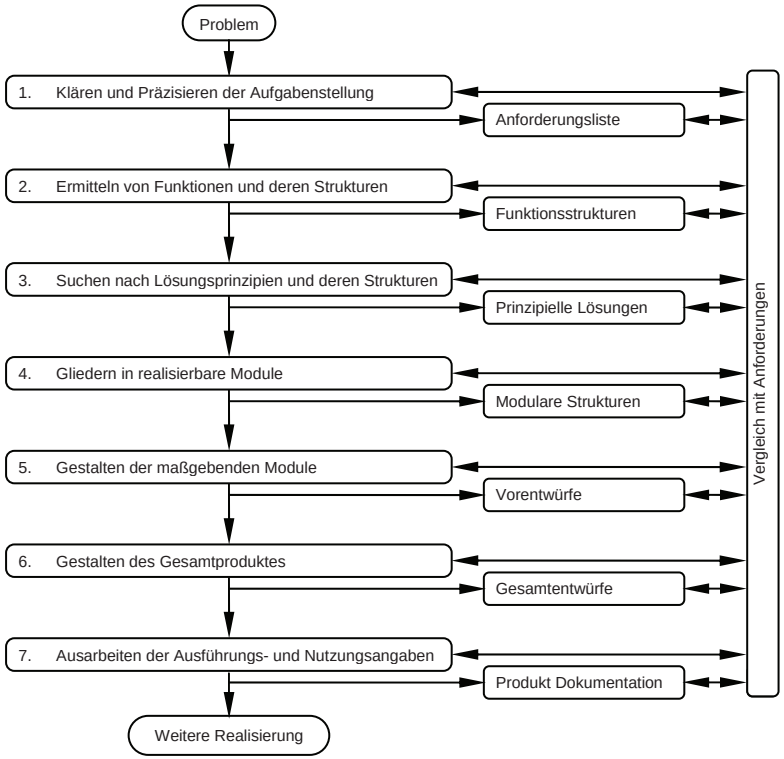


Bild 1: Entwicklungsprozess nach VDI 2221 (2)

In jedem Prozessschritt werden Informationen gesammelt und sortiert, Teilaufgaben gelöst, Lösungen analysiert und bewertet und das weitere Vorgehen entschieden. In allen Phasen sind Ergebnisse zu dokumentieren. Die erzeugte Menge an Dokumentation kann nur dann sinnvoll weiterverarbeitet werden, wenn eine klare Struktur bzw. Zuordnung der einzelnen Dokumente/Dokumentbereiche zueinander geschaffen wird. Im Sinne der Prozesseffizienz soll diese Zuordnung ohne großen Aufwand durchgeführt werden können.

2.2 Module

Als Basismodul kommt die eSciDoc-Infrastruktur zum Einsatz, in der Prozessorganisation in Form der Projekt-, Benutzer- und Rechteverwaltung, sowie des Dokumenten- und Datenmanagement (Informationsorganisation) realisiert wird. Besonders wichtige Aspekte sind das Anlegen und Konfigurieren der Projekte, Benutzer und deren Rechte sowie das Einstellen, Aktualisieren, Abrufen und Versionieren der Dokumentation. Zudem sollen Metadaten automatisch für eine Langzeitarchivierung erfasst und so die Nachvollziehbarkeit von Entscheidungen sichergestellt werden. Das Basismodul soll auch den zentralen Einstiegspunkt bilden.

Das Recherchemodul bietet Zugang zu vielen Informationsquellen, wie z.B. DMG-Lib, Konstruktionskataloge wie beschrieben in VDI 2727 (4), IGM Getriebemodellsammlung und Getriebelexikon, Online-Datenbanken für Patente oder Fachliteratur, fachspezifische Vokabulare und allgemeine Suchmaschinen. Ein besonders wichtiger Aspekt neben der Speicherung der Suchergebnisse ist die Erfassung und Verwaltung von Metadaten zu Suche, Ergebnissen und deren Quellen sowie die Weiterverarbeitung und Verknüpfung zu anderen Dokumenten.

Das Analysemodul, das Struktursynthesemodul und das Maßsynthesemodul werden innerhalb des Programms Gecko vereint.

Das Analysemodul dient zur Auswertung der kinematischen Eigenschaften eines Getriebes wie z.B. Lage, Geschwindigkeit, Beschleunigung, Umlauffähigkeit, Übertragungsverhalten etc. Ergebnisse werden in einem neutralen Datenformat gespeichert. Zur Analyse müssen strukturelle Parameter bekannt sein. Diese können entweder direkt im Struktursynthesemodul über eine graphische Schnittstelle eingegeben oder aus dem Recherchemodul

ermittelt werden. Desweiteren können Analysedaten aus anderen Programmen mit Hilfe des Basismoduls gespeichert und verwaltet werden.

Das Struktursynthesemodul dient zur Sammlung und Erweiterung der Informationen aus dem Recherchemodul. Insbesondere erlaubt es dem Anwender Parameter zu ändern, ordnende Gesichtspunkte einzugeben und Eigenschaften der Lösung zu bewerten. Im Rahmen dieser Informationserweiterung bleibt der Bezug zur Informationsquelle erhalten, um im Nachhinein Aktualisierungen von Ergebnissen zu ermöglichen und die Nachvollziehbarkeit zu verbessern.

Im Maßsynthesemodul werden verschiedene Synthesemethoden der Getriebetechnik als interaktive Verfahren umgesetzt. An dieser Stelle soll die unterstützende Dokumentation mit den Synthesemethoden durch die Verwendung des Recherchemoduls verknüpft werden.

3 Vorarbeiten

3.1 eSciDoc

eSciDoc ist eine Open-Source e-Research-Umgebung, die aus einem gemeinsamen Projekt der Max Planck Digital Library und FIZ Karlsruhe entstand und inzwischen durch eine „Community“ weiterentwickelt wird. Sie besteht (5) aus einer Gruppe von Kerndiensten (“eSciDoc Infrastructure”) und einer zunehmenden Zahl von Applikationen, die auf dieser Infrastruktur aufbauen. Darüber hinaus bietet eSciDoc ergänzende Dienste, die wiederkehrende Aufgaben wie etwa Validierung von Eingaben, Transformationen oder die Implementierung protokollspezifischer Schnittstellen in Form eigenständiger Services bereitstellen. Damit lässt sich eSciDoc als eine Sammlung lose gekoppelter Dienste im Sinne einer Service-orientierten Architektur betrachten.

Was aber ist eine e-Research-Umgebung und welche Eigenschaften sollte sie haben? Hierzu gibt es unterschiedlichste Vorstellungen und Definitionen. Ursprünglich stammt der Begriff als e-Science aus datenintensiven Disziplinen, meist aus dem Bereich der Naturwissenschaften. Hier stiegen in den letzten Jahren durch die weitgehend automatisierte Erfassung von Daten die Datenmengen enorm an (6). Die Gewinnung von Erkenntnissen durch Datenanalyse wird dabei sogar als eine komplett neue Form

wissenschaftlicher Vorgehensweise betrachtet (7). Für die Speicherung und Analyse der Datenmengen wurden sogenannte Grid-Infrastrukturen geschaffen, etwa D-Grid in Deutschland (8). E-Research erweitert nun diesen Ansatz um andere Disziplinen, etwa die Geisteswissenschaften (9) und sogenannte „small sciences“, also solche Disziplinen, in denen relativ geringen Datenmengen anfallen. Ein wichtiger Aspekt stellt dabei die Erfassung und Verwaltung von Forschungsdaten dar, also von den Daten, die für die Arbeit der Wissenschaftler relevant sind. Im Gegensatz zu Systemen aus dem bibliothekarischen Bereich, die die Unterstützung aller denkbarer Dateiformate und deren Beschreibung durch spezifische und bestenfalls innerhalb einer Disziplin standardisierten Metadatenprofilen ermöglicht. Eine derartige systematisierte Datenhaltung entspricht den Anforderungen an die gute wissenschaftliche Praxis im Umgang mit Forschungsdaten (10), stellt aber andererseits viele Wissenschaftler immer noch vor große Herausforderungen, wie aktuelle Studien zeigen (11) (12).

Aber e-Research erlaubt auch neue Formen der Zusammenarbeit. Zunehmend findet wissenschaftliche Arbeit in Teams statt. Hier kann eine strukturierte Verwaltung der Daten auch ortsverteiltes Arbeiten ermöglichen. Hierzu bietet eSciDoc Funktionen wie feingranulare Zugriffsrechte und die Versionierung von Datenobjekten, durch die Änderungen nachvollziehbar bleiben. Auch sogenannte Audit Trails, die Änderungen mit Zeitpunkt und Verursacher festhalten, erleichtern das Verständnis der Daten im Nachhinein. Auf dieser Grundlage können dann sogenannte Virtuelle Forschungsumgebungen entstehen, wie e-Kinematix sie darstellt.

Dazu entsteht im Rahmen des Projekts auf Basis der eSciDoc Infrastructure (13) eine Applikation mit mehreren Modulen. Hierzu kann auf vorhandene Software zurückgegriffen werden, etwa Gecko und DMG-Lib. Die Einbindung dieser bereits vorhandenen Applikationen zeigt einen wichtigen Design-Ansatz von eSciDoc auf: bewährte Werkzeuge der Wissenschaftler zu integrieren, anstatt sie erneut für eine e-Research-Umgebung zu entwickeln. Damit reduziert sich einerseits der Aufwand der Implementierung und der fortlaufenden Pflege der Software, andererseits steigt durch die Beibehaltung des vertrauten und adäquaten Werkzeugs die Akzeptanz durch die Anwender. Möglich machen diese Integration die offenen Schnittstellen von eSciDoc, die auf bewährten und durch das Web weit verbreiteten Standards wie Hypertext Transfer Protocol (HTTP) und

Representational State Transfer (ReST) (14) basieren. Über diese Schnittstellen kommunizieren die einzelnen Dienste von eSciDoc untereinander, und ebenso können bestehende Applikationen oder Services z.B. Daten anfordern oder schreiben.

eSciDoc basiert nicht auf einer relationalen Datenbank, sondern speichert die Daten in Form von Dateien im Filesystem ab. Hierfür setzt eSciDoc ein bewährtes Open-Source Repository-System ein: Fedora Commons (15). Alle Metadaten liegen in Form einer eigenen XML-Datei vor. Dieses Vorgehen schränkt auf der einen Seite zwar die Performanz bei komplexen Anfragen oder beim Arbeiten auf großen Datenmengen ein, auf der anderen Seite ergeben sich kaum Restriktionen hinsichtlich der Größe von Datenobjekten, der Struktur von Metadaten oder eventueller Feldlängen. Die Daten sind auch ohne das eigentliche Repository-System lesbar und verständlich.

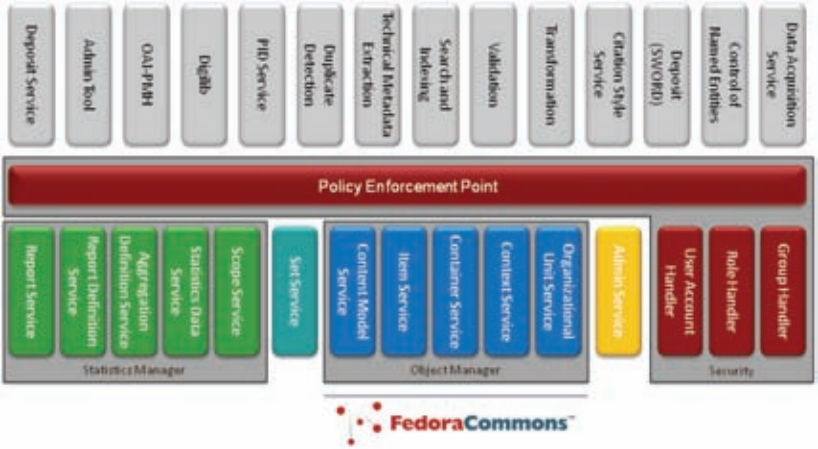


Bild 2: eSciDoc-Services mit zentraler Sicherheitsschicht (rot dargestellt)

Repository-Systeme eigenen sich hervorragend zur Verwaltung von un- und semistrukturierten Daten. Damit einher geht aber auch eine Vielzahl möglicher Objektformen, die die Erstellung einer Applikation erschweren können. Deshalb definiert eSciDoc einige wenige Grundobjekttypen: „Item“ als inhaltstragendes Objekt, „Container“ als Aggregationsobjekt, Context als übergeordnetes, strukturierendes Objekt (vergleichbar mit einem Volume in

einem Dateisystem, an dem sich auch Zugriffsrechte und Konfigurationen festmachen) sowie „Organizational Unit“ zur Abbildung von Organisationsstrukturen einer Einrichtung. Über sogenannte „Content Models“ lassen sich Items und Container spezialisieren, etwa hinsichtlich zu verwendenden Metadatenprofilen. Für jeden Grundobjekttyp stellt eSciDoc einen eigenen Service zur Verfügung (siehe Bild 2). Darüber liegt eine Sicherheitsschicht, die alle eingehenden Anfragen gegen die Rechteverwaltung prüft. Applikationen wie z.B. die Module von e-Kinematix müssen also keine eigene Rechteprüfung implementieren. Diese erfolgt zentral und damit über alle Module hinweg konsistent in der eSciDoc Infrastructure.

3.2 Gecko

Dynamische Geometrieprogramme wie Gecko ermöglichen die einfache Erstellung von graphischen Elementen und die Definition von Abhängigkeiten dieser Elemente. Im Rahmen der Produktentwicklung ermöglicht dies die Erstellung von Modellen basierend auf geometrischen Zusammenhängen und darüber hinaus die Änderung des Modells durch einfache Manipulation der Elemente mit sofortiger Aktualisierung der gesamten Konstruktion.

Insbesondere der Bedienungskomfort über eine ansprechende Benutzeroberfläche und die interaktive Modellaktualisierung zur Analyse der Auswirkungen von Modelländerungen sind sehr vorteilhaft in frühen Produktentwicklungsphasen.

Graphische Konstruktionsverfahren der Getriebetechnik sind unter Verwendung von Papier, Bleistift, Zirkel und Lineal sehr statisch und oft unübersichtlich und aufwendig (16). Das Ergebnis lässt in Bezug auf die Genauigkeit daher oft zu wünschen übrig.

Durch Anwendung von dynamischen Geometrieprogrammen lassen sich diese Nachteile relativieren. Damit ergibt sich eine besonders anwendungsfreundliche Alternative zu den analytischen und numerischen Berechnungsverfahren. Mit Gecko können sehr genau, handlich, übersichtlich und vor allem dynamisch die graphischen Synthese- und Analyseverfahren der Getriebetechnik genutzt werden.

Gecko wird als Rich Client auf Basis von Eclipse Helios mit Java entwickelt. Die graphische Benutzeroberfläche, die Erstellung und die Darstellung der Geometrieelemente für die objektorientierte Struktur des Programms werden mit Hilfe einzelner Bausteine bzw. Plugins realisiert. Gecko lässt sich plattformübergreifend einsetzen. Einzige Voraussetzung ist die Installation einer Java Virtual Machine.

Die Implementierung weiterer Funktionen richtet sich auf die getriebetechnischen Konstruktionswerkzeuge zur Erstellung von Punkten, Linien, Kreisen, Ebenen, Schnittpunkten und komplette Teilgetriebe oder Hilfskonstruktionen. Bild 3 zeigt eine Übersicht der Benutzerschnittstelle.

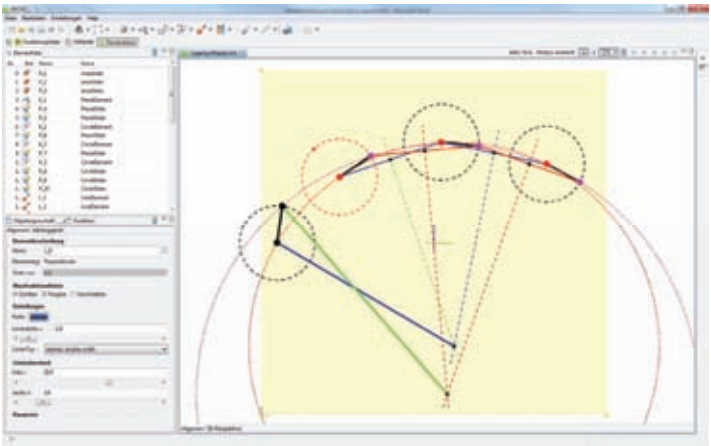


Bild 3: Benutzeroberfläche Gecko

Nach der Erstellung eines Modells aus einfachen Elementen im Konstruktionsfenster mit Hilfe der Funktionen in der Werkzeugleiste können die einzelnen Eigenschaften dieser Elemente noch verändert werden. Im Objektmanager werden die erzeugten Elemente geordnet aufgelistet.

Die in Gecko erstellten Getriebemodelle werden in einer XML-Datei gespeichert. Wesentlicher Vorteil ist die leichte Konvertierbarkeit der Daten in andere Formate und die Verfügbarkeit zahlreicher Bibliotheken zur XML-Verarbeitung in verschiedenen Programmiersprachen.

3.3 DMG-Lib (und andere Informationsquellen)

Das heute existierende Wissen über Bewegungssysteme ist weltweit verteilt und liegt in Form vieler unterschiedlicher Quellen vor. Dazu zählen Bücher, Zeitschriften, Fotografien, körperliche Modelle, technische Zeichnungen und viele weitere. Vielfach sind diese Informationen nur in Teilen zugänglich. Die Form ihrer Hinterlegung entspricht meist nicht den Anforderungen an eine schnelle Informationsgewinnung (17) (18).

Aus diesen Gründen wurde ab dem Jahr 2004 mit dem Aufbau einer umfassenden getriebetechnischen Informationssammlung begonnen. Die Digitale Mechanismen- und Getriebebibliothek (DMG-Lib) entstand als ein interdisziplinäres Projekt der Technischen Universitäten Ilmenau und Dresden und der RWTH Aachen. Seit dem Jahr 2010 wird das Projekt im europäischen Rahmen fortgeführt und erschließt seitdem auch das getriebetechnische Wissen in den Partnerländern Frankreich, Spanien, Rumänien und Italien. Die gesammelten Informationen sind unter anderem über die europäische digitale Bibliothek Europeana abrufbar.

Das Ziel des Projektes besteht in der Sammlung, Bewahrung, Systematisierung und geeigneten Präsentation des weltweiten Wissens über Mechanismen und Getriebe. Die digitale Bibliothek soll dabei den Anforderungen unterschiedlicher Nutzergruppen, wie Ingenieuren, Wissenschaftlern, Lehrkräften, Historikern, Bibliothekaren genügen.

Die Informationsquellen der DMG-Lib sind sehr heterogen und reichen von Monographien über Zeitschriftenaufsätze, Lehrmaterialien, Patente, CAD-Modelle, technische Zeichnungen, Berechnungs- und Simulationssoftware, Beschreibungen zu wichtigen Autoren und Erfindern bis hin zu Mechanismenbeschreibungen mit anschaulichen Videos und interaktiven Animationen von Anschauungsmodellen (Bild 4).

Für das Projekt e-Kinematix sind insbesondere die Mechanismenbeschreibungen der DMG-Lib interessant. Sie repräsentieren eine Vielzahl getriebetechnischer Lösungen und bilden zusammen mit den hinterlegten getriebespezifischen Metadaten in ihrer Gesamtheit eine Art Lösungsspeicher für Bewegungsaufgaben bei der Konstruktion von Maschinen und Geräten. Als Grundlage dieser Mechanismenbeschreibungen dienen in der Regel Abbildungen aus der Literatur, Patenten, Lehrmaterialien,

Technischen Zeichnungen und insbesondere körperlich existierende Anschauungs- bzw. Lehrmodelle.



Bild 4: Quellen der DMG-Lib

Für jede Mechanismenbeschreibung der DMG-Lib werden mehr als 40 Metadaten aufgenommen, die strukturelle und funktionale Eigenschaften aus getriebetechnischer Sicht (19) beschreiben. Dies erleichtert eine gezielte Suche nach Lösungen, die über eine einfache Volltextsuche hinausgeht (Bild 5).

Da keine weitere digitale Bibliothek auf dem Gebiet der Bewegungssysteme einen ähnlichen Umfang wie DMG-Lib besitzt, spielt diese eine zentrale Rolle für das Recherchemodul von e-Kinematix. Dennoch sollen andere Informationsquellen eingebunden werden, um die Recherchemöglichkeiten auf eine breitere Basis zu stellen.

Geplant sind unter anderem Schnittstellen

- zu Patentdatenbanken,
- zu Volltextarchiven (z.B. GoogleBooks),
- zu Suchmaschinen für Open-Access-Datenbanken (z.B. OAIster)
- sowie zu allgemeinen Web-Suchmaschinen.

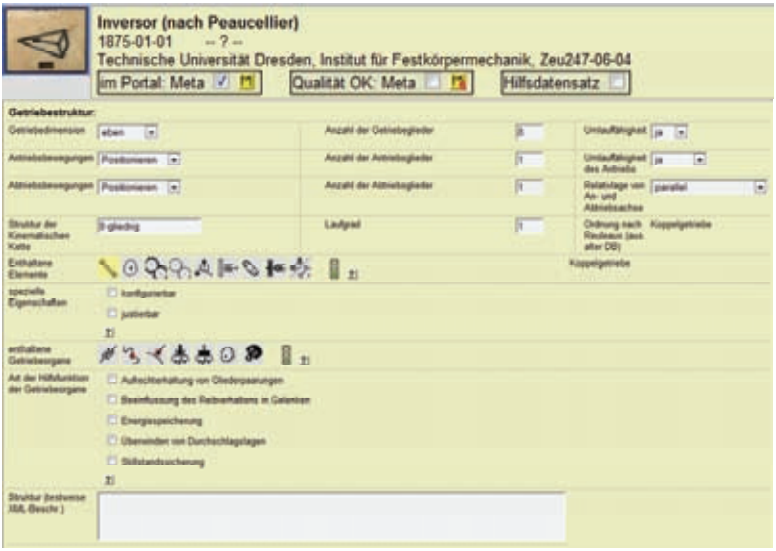


Bild 5: Metadatenbeschreibung eines Mechanismus in DMG-Lib am Beispiel des Inversors nach Peacellier, Teil „Getriebestruktur“

4 Konzept und Aufbau von e-Kinematix

Zurzeit erfolgen die Ausarbeitung des Feinkonzepts und der Software-Architektur. Dieser Abschnitt stellt den aktuellen Stand dar und beschreibt die bisherigen Überlegungen.

4.1 Organisation der Daten

Die Arbeit mit e-Kinematix ist Projekt-orientiert, d.h. für jede Aufgabenstellung wird im System ein eigenes Projekt angelegt. Dies geschieht über das Administrationsmodul, welches auch die Verwaltung von Benutzern und Rollen sowie die Vergabe von Zugriffsrechten ermöglicht. Unterhalb jedes Projekts finden sich drei Unterordner: „Info“ mit den Rechercheergebnissen, „Synthese“ mit den Modellen aus Gecko und „Dokumentation“ mit zusätzlichen Dokumenten, etwa der Anforderungsliste und der zusammenfassenden Bewertung der Ergebnisse. Für jeden Unterordner lassen sich unterschiedliche Zugriffsrechte vergeben, um auch den verschiedenen Rollen in einem Team gerecht zu werden.

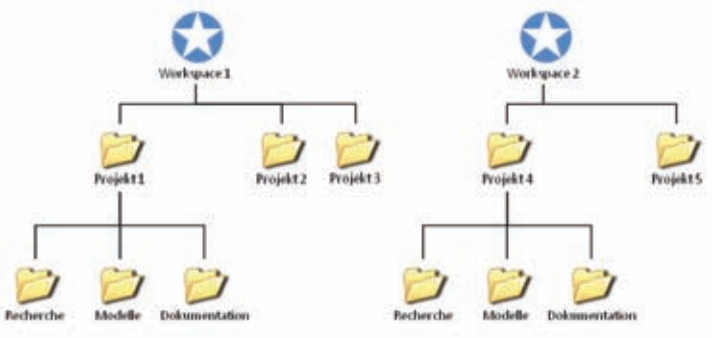


Bild 6: Datenorganisation in e-Kinematix mit Workspaces, Projekten und Unterordnern

Grundsätzlich soll e-Kinematix die Arbeit im Team unterstützen und dabei auch mehrere, parallel durchgeführte Projekte unterstützen. Dabei können sich Projektteams aus Mitarbeitern unterschiedlicher Institutionen zusammensetzen. Mit der Zeit muss e-Kinematix also mit einer Vielzahl an Projekten zurande kommen. Zur grundlegenden Strukturierung der Inhalte des zugrundeliegenden Repositories setzt e-Kinematix auf Workspaces, in denen jeweils mehrere Projekte z.B. eines Institutes, eines Lehrstuhls oder eines Unternehmens zusammengefasst werden. Bild 6 zeigt beispielhaft den hierarchischen Aufbau mit zwei Workspaces und fünf Projekten.

4.2 Software-Module und Informationsflüsse

E-Kinematix wird nicht als monolithischer Block, sondern in Form eigenständiger Module entwickelt. Dadurch ist es einfach möglich, existierende Werkzeuge wie Gecko zu integrieren. Gleichzeitig bleibt die Gestaltung des Arbeitsprozess flexibel. Der Benutzer entscheidet anhand seiner Projektanforderungen, welche Module er verwenden will. So kann er z.B. Gecko auslassen, wenn er keine Modelle erzeugen muss.

Die Datenhaltung erfolgt für alle Module in eSciDoc. So kann z.B. Gecko ein existierendes Modell aus eSciDoc laden, ändern und zurückspeichern. eSciDoc verwaltet die Änderung dann als neue Version des Modells. Gleichzeitig können semi-automatisch Metadaten mit dem Modell abgespeichert werden. Auch Rechercheergebnisse verwaltet man in eSciDoc. Dies können

einerseits Dokumente und Referenzen sein, andererseits (z.B. im Fall der DMG-Lib) auch Modelle, die sich direkt in Gecko nachnutzen lassen. Interessant ist die Möglichkeit, auch Modelle zurückfließen zu lassen, also z.B. ein Objekt in der DMG-Lib durch ein Modell aus Gecko zu ergänzen.

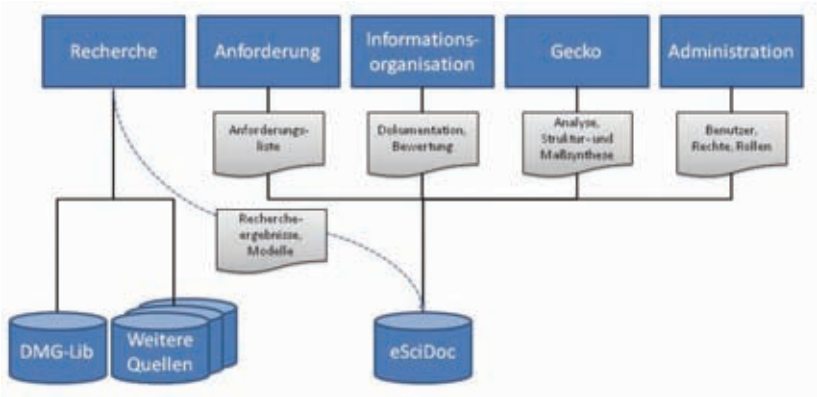


Bild 7: Module, Kommunikationsbeziehungen und Datenquellen

Die unterschiedlichen Datenobjekte (Anforderungen, Suchaufträge, Suchergebnisse, Modelle, Bewertungen, usw.) stehen in Beziehung zueinander. Dies wird in eSciDoc explizit durch RDF-Triples ausgedrückt, die eine der Grundlagen des Semantic Web bilden. Im Gegensatz zu herkömmlichen Hyperlinks bestimmen RDF-Triples über ihr Prädikat auch die Bedeutung einer solchen Verknüpfung. Mithilfe dieser Technologie spannt sich über die Datenobjekte eine Art „Wissensnetz“, das das implizite Wissen einzelner Projektmitarbeiter für alle Teammitglieder explizit und damit zugreifbar macht.

Durch die einheitliche Speicherung der Datenobjekte in eSciDoc können sie Benutzer über die verschiedenen Module abrufen. Ein Suchergebnis aus dem Recherchemodul ist im Informationsorganisationsmodul sicht- und lesbar, ebenso findet man dort die Modelle aus Gecko oder die Anforderungsliste, die mit dem Modul zur Verwaltung der Anforderungsliste erstellt wurde. Damit kann der Benutzer immer das passendste Modul für seine geplante Aktivität auswählen – er behält dabei immer eine konsistente Sicht auf die Daten seines Projekts.

4.3 Geplante Vorgehensweise in e-Kinematix

E-Kinematix unterstützt vier grundlegende Schritte im Entwicklungsprozess: die Präzisierung der Aufgabenstellung durch Erfassung der Anforderungen, die Recherche notwendiger Funktionen und möglicher Lösungen, die Modellierung ausgewählter Lösungen und die zwischenzeitliche Analyse und Bewertung. Dabei erzwingt das System keine lineare Vorgehensweise, sondern erlaubt zu jeder Zeit ein beliebiges Anspringen der für jeden Prozessschritt vorgesehenen Module. Das kommt der oftmals iterativen Arbeitsweise im Entwicklungsprozess entgegen und unterstützt somit die Vorgehensweise nach VDI 2221 (Bild 1). Die einzelnen Schritte erzeugen Datenobjekte, die in eSciDoc erfasst und dort mit Metadaten versehen werden. Schon mit einfach automatisch erfassbaren Informationen wie einem Zeitstempel, verwendetem Modul, angemeldeter Benutzer, Projekt und Objekttyp lässt sich jederzeit ein Gerüst für eine Dokumentation des Ergebnisses generieren. Sollte es die Zeit zulassen, soll noch mit der Anreicherung des Gerüsts durch Textbausteine experimentiert werden, um den Ingenieur bei diesem Arbeitsschritt zu unterstützen und auch hier zu einer Standardisierung zu kommen.

5 Zusammenfassung und Ausblick

Ziel im Projekt e-Kinematix ist der Aufbau und Verbreitung einer virtuellen Arbeitsumgebung für die Entwicklung von Produkten mit dem Schwerpunkt im Bereich Bewegungseinrichtungen. Diese soll durch eine projektorientierte Arbeitsweise in den verschiedenen Arbeitsschritten unterstützend wirken.

Durch den modularen Aufbau und entsprechende Erweiterungsmöglichkeiten soll eine nachhaltige Nutzung der Arbeitsumgebung gefördert werden. Zudem sollen auch die Entwicklungsergebnisse nachhaltig benutzbar sein indem mit Hilfe der Workspace und Projektorganisation im Administrationsmodul eine Wiederverwendung der Daten und mit Hilfe der verwendeten Repositorien, insbesondere DMG-Lib, im Recherchemodul eine Veröffentlichung der Ergebnisse möglich wird.

Im Rahmen dieser Wiederverwendung werden DMG-Lib und Gecko mit entsprechenden Import- und Exportmöglichkeiten ausgerüstet und Gecko um eine Browseroberfläche erweitert, die zusätzliche Möglichkeiten zur Metadatenerfassung anbietet.

Literatur

1. **Pahl, G., et al.** *Konstruktionslehre.* Berlin Heidelberg : Springer, 2005.
2. **VDI 2221.** *Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte.* Düsseldorf : VDI, 2007.
3. **VDI 2222.** *Konstruktionsmethodik - Methodisches Entwickeln von Lösungsprinzipien - Erstellung und Anwendung von Konstruktionskatalogen.* Düsseldorf : VDI, 2007.
4. **VDI 2727.** *Konstruktionskataloge - Lösung von Bewegungsaufgaben mit Getrieben; Grundlagen.* Düsseldorf : VDI, 2007.
5. *eSciDoc - a Scholarly Information and Communication Platform for the Max Planck Society.* **Dreyer, Malte, et al.** Baden-Baden : s.n., 2007. German e-Science Conference.
6. **Hey, Tony and Trefethen, Anne.** The Data Deluge: An e-Science Perspective. *Grid Computing.* May 30, 2003, pp. 809-824.
7. **Hey, Tony, Tansley, Stewart und Kristin, Tolle., [Hrsg.].** *The Fourth Paradigm: Data-Intensive Scientific Discovery.* Redmond, Washington : Microsoft Research, 2009. S. 284. 978-0-9825442-0-4.
8. *D-Grid, an E-Science Framework for German Scientists.* **Gentzsch, Wolfgang.** Washington, DC, USA : IEEE Computer Society, 2006. ISPDC '06: Proceedings of the Proceedings of The Fifth International Symposium on Parallel and Distributed Computing. S. 12-13.
9. *TextGrid and eHumanities.* **Gietz, Peter, et al.** Amsterdam, The Netherlands : IEEE Computer Society, 2006. Second IEEE International Conference on e-Science and Grid Computing. S. 133-133.
10. **Deutsche Forschungsgemeinschaft.** *Vorschläge zur Sicherung guter wissenschaftlicher Praxis: Empfehlungen der Kommission „Selbstkontrolle in der Wissenschaft“ (Denkschrift).* Weinheim : Wiley-VCH, 1998. 3-527-27212-7.

11. **Kroll, S. und Forsman, R.** A Slice of Research Life: Information Support for Research in the United States. *Report commissioned by OCLC Relesearch in support with the RLG partnership.* [Online] June 2010. [Zitat vom: 10. 12 2010.] http://www.oclc.org/research/publications/library/2010/2010-15.pdf.

12. **Giaretta, David, et al.** Riding the wave – How Europe cain gain from the rising tide of scientific data. Final report of the high level expert group on scientific data. [Online] October 2010. http://cordis.europa.eu/fp7/ict/e-infrastructure/docs/hlg-sdi-report.pdf.

13. **Razum, Matthias, et al.** eSciDoc Infrastructure: A Fedora-Based e-Research Framework. [book auth.] M. Agosti et al. *ECDL 2009, LNCS 5714.* s.l. : Springer, 2009, pp. 227-238.

14. **Fielding, Roy T.** Architectural Styles and the Design of Network-based Software Architectures. *University of California.* [Online] 2000. http://www.ics.uci.edu/~fielding/pubs/dissertation/fielding_dissertation.pdf

15. **Lagoze, Carl, et al.** Fedora: an architecture for complex objects and their relationships. *International Journal on Digital Libraries.* December 29, 2005, Vol. 6, 2, pp. 124-138.

16. **Volmer, J. et al.** *Getriebetechnik – Lehrbuch.* Berlin : VEB Verlag, 1968.

17. *Testbeds, Measurements and Metrics, Proceedings of the Fourth DELOS Workshop Evaluation of Digital Libraries.* **Borgman, C., et al.** Budapest : s.n., 2002.

18. *DMG-Lib - ein moderner Wissensraum für die Getriebettechnik, Knowledge extended: die Kooperation von Wissenschaftlern und Bibliothekaren und IT-Spezialisten, 3. Konferenz der Zentralbibliothek (KX '05).* **Döring. U., et al.** Jülich : s.n., 2005.

19. *Supporting the reuse of historical solutions in the field of motion systems, Proceedings of COBEM 2009, 20th International Congress of Mechanical Engineering, HMMS workshop.* **Brix, T. et al.** Gramado : s.n., 2009.

Analyse der Knochenbewegungen in der menschlichen Handwurzel und Synthese von Ersatzgetrieben zur Lösung des invers-dynamischen Problems

Felix Allmendinger (1), Jörg Eschweiler (2), Klaus Radermacher (2), Burkhard Corves (1)

(1) Lehrstuhl für Getriebetechnik und Maschinendynamik, RWTH Aachen

(2) Lehrstuhl für Medizintechnik, Helmholtz-Institut für Biomedizinische Technik Aachen, RWTH Aachen

Kurzfassung

Das Handgelenk bzw. die Handwurzel verbindet den Unterarm mit der Mittelhand und verleiht ihr zwei rotatorische Freiheitsgrade. Die Bewegungen in diesen Freiheitsgraden werden Flexion/Extension und Radial-/Ulnar-Abduktion genannt. Im Gegensatz zu anderen Gelenken im menschlichen Bewegungsapparat ähnelt der Aufbau der Handwurzel nicht einem technischen Kugelgelenk, wie es näherungsweise zum Beispiel für die Hüfte oder die Schulter der Fall ist. Vielmehr besteht die Handwurzel aus acht individuell geformten Knochen, die in einen komplexen Weichteilapparat eingebettet sind und deren individuelle Verdrehung und Verschiebung die Beweglichkeit der Mittelhand und eine große Kraftübertragung gewährleisten.

Aus CT-Aufnahmen der Handwurzel-Knochen von lebenden Probanden in verschiedenen statischen Lagen der Mittelhand werden die Bewegungsbahnen der Knochen ermittelt. Darauf aufbauend wird exemplarisch gezeigt, wie diese Bewegungen analysiert werden, um eine Synthese von Ersatzgetrieben möglich zu machen.

1 Einleitung

Das Ziel eines interdisziplinären Forschungsprojektes ist es, ein Simulationsmodell der Handwurzel zu entwickeln. Ein solches Modell ist in erster Linie deshalb interessant, weil die hohe Anzahl von Knochen und Weichteilstrukturen der Handwurzel mit vielen verschiedenen Erkrankungen und Verletzungen einhergeht. Der Erfolg einer Operation wird vor allem danach beurteilt, inwiefern der Patient nach der Behandlung den ursprünglichen Bewegungsbereich der Hand wieder nutzen kann. Allerdings ist bei den aktuellen Operationsmethoden unklar, wie genau eine bestimmte Maßnahme (z.B. eine Verschraubung zweier Knochen) das Gesamtsystem der Handwurzel und somit die Bewegung der Mittelhand beeinflusst. Daher variieren die verwendeten Behandlungsmethoden und ihre Ergebnisse stark.

Die hier vorgestellten Methoden sollen dazu beitragen, ein Simulationsmodell zu entwickeln, mit dem die unterschiedlichen Therapieansätze anhand von objektiven Methoden verglichen werden können.

2 Die Handwurzel

2.1 Anatomie

Die Handwurzel, die den Unterarm mit der Mittelhand verbindet, stellt aus medizinischer Sicht einen der komplexesten Teile des Bewegungsapparates dar. Insgesamt interagieren 8 individuell geformte Handwurzel-Knochen (Bild 1). Sie können zunächst rein anatomisch in eine proximale und distale Handwurzelreihe unterteilt werden. Die proximale Reihe besteht aus Kahnbein (Scaphoid, 1), Mondbein (Lunatum, 2), Dreieckbein (Triquetrum, 3), Erbsenbein (Pisiforme, 4) und die distale Reihe aus großem und kleinem Vieleckbein (Trapezium, 5 und Trapezoideum , 6), Kopfbein (Capitatum, 7) und Hakenbein (Hamatum, 8). Die Mittelhandknochen (Metacarpalia, 9) und die Unterarmknochen (Radius, 10 und Ulna, nicht dargestellt) begrenzen die Handwurzel.

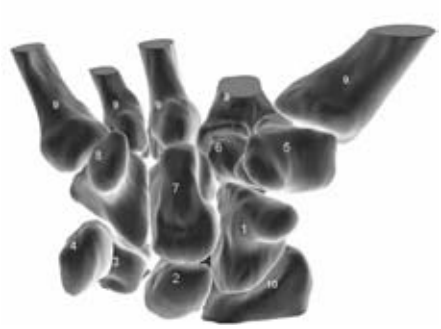


Bild 1: Die rechte Handwurzel Blick auf die Handinnenfläche (reproduziert nach [1])

Verbunden werden die einzelnen Handwurzel-Knochen durch einen zwischen den Knochen liegenden (intrinsischen) Bandapparat und einen die Handwurzel überspannenden (extrinsischen) Bandapparat (Bild 2).

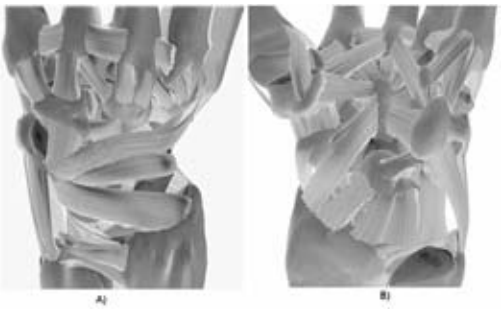


Bild 2: Gesamter Bandapparat mit Blick auf die Handinnenfläche (A.) und den Handrücken (B), [2]

2.2 Bewegungen der Mittelhand

Die grundsätzlichen Haupt- bzw. Standard-Bewegungsmöglichkeiten der Handwurzel unterteilen sich in die Flexion-/ Extensionsbewegung sowie in die Radial- und Ulnarduktion (Bild 3). Eine Kombination dieser beiden Grundbewegungen sind die Zirkumduktion und die sogenannten Dartwurf-Bewegung. Die Bewegungen werden relativ zum Radius betrachtet, in der

neutralen Lage liegt der dritte Metacarpalknochen auf der verlängerten Längsachse des Unterarms.

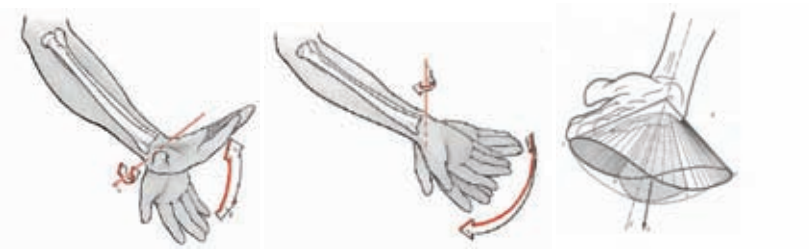


Bild 3: Flexion/Extension [3], Radial-/Ulnarabduktion [3], Zirkumduktion [4]

3 Bewegungsanalyse und Modellierung der Handwurzel

3.1 Messung von Knochenbewegungen

Beginnend mit der Röntgendiagnostik Ende des 19. Jahrhunderts wurden die Bewegungen der Handwurzel-Knochen in vielen verschiedenen Studien gemessen, über die zum Beispiel [5] einen Überblick verleiht. Neben konventionellen Röntgen-Aufnahmen kamen ab den 1970er Jahren auch die Computer-Tomographie (CT) und etwas später die Magnetresonanz-Tomographie (MRT) zum Einsatz. Bei modernen dreidimensionalen bildgebenden Verfahren (wie CT oder MRT) werden vollautomatisch Volumenkörper aus Aufnahmen in diskreten statischen Lagen der Mittelhand erstellt. Die Lage eines Hauptträgheitssystems der einzelnen Knochen-volumen wird dann (aufgrund der Nicht-Eindeutigkeit halbautomatisch) bestimmt und in Relation zu einem Referenzsystem gesetzt [6]. Die Bewegung zwischen den gemessenen Lagen wird dann interpoliert.

Mit anderen Messmethoden besteht die Möglichkeit, die umfangreiche Bildnachbearbeitung zu vermeiden: Hier werden Messmarker in oder an den Knochen befestigt und deren Lage akustisch, optisch oder elektromagnetisch ermittelt. Den Vorteilen der einfacheren Ermittlung der Knochenkoordinaten und der quasi-kontinuierlichen Abtastung steht gegenüber, dass keine Lebendstudien möglich sind und die eingebrachten Messmarker die Bewegung der Knochen möglicherweise verfälschen.

Problematisch ist, dass die in unterschiedlichen Studien gemessenen Knochenbewegungen teilweise stark variieren [5]: dies ist u.a. einerseits auf die veränderten Mess-Methoden und die jeweils damit verbundene Präparationen, andererseits aber auch auf die individuellen anatomischen Merkmale der Präparate zurückzuführen. Dies erschwert allgemein gültige Aussagen über die Funktionsweise der Handwurzel.

3.2 Bisherige Modellvorstellungen der Handwurzel

Einige der bereits durchgeführten Studien führten zu kinematischen Modellen der Handwurzel. Diese Modelle fassen unterschiedliche Gruppen von Knochen zu starr verbundenen Einheiten zusammen, deren Bewegung relativ zueinander nicht genau spezifiziert ist. Beispiele hierfür sind das Reihen- und das Säulen-Modell (links bzw. rechts in Bild 4).

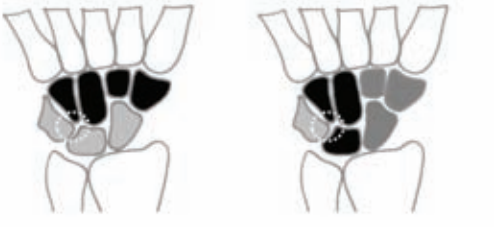


Bild 4: Modellvorstellungen des Handgelenks

Die bereits erwähnten Unterschiede in den gemessenen Knochenbewegungen legen allerdings nahe, dass es ein allgemein gültiges kinematisches Modell der Handwurzel nicht geben kann: zur Beschreibung müssen vielmehr allgemein gültige Werkzeuge zur Analyse und nachfolgenden Synthese entwickelt werden, die dann auf Messdaten von spezifischen Präparaten angewandt werden können.

3.3 Von Messdaten zur Synthese von Ersatzgetrieben

Anhand des Beispiels Kniegelenk soll skizziert werden, wie gemessene Bewegungsdaten bisher zu kinematischen Synthese verwendet wurden. Bereits 1955 analysierte Groh die (leicht vereinfacht als eben angenommene) Relativbewegung von Unter- und Oberschenkel und

ermittelte aus Röntgenaufnahmen die Polkurven als Grundlage zur Konstruktion einer Knieprothese [7]. Diese Fragestellung wird auch heute noch mit dem gleichen Lösungsansatz diskutiert [8].

Menschik beschreibt 1987 eine erweiterte Strategie [9]: er verwendet nicht nur gemessene Koordinaten der Knochen im Kniegelenk sondern auch anatomische Informationen, nämlich die Ansatzpunkte der Kreuzbänder und die Form der Gelenkflächen, um ein ebenes viergliedriges Ersatzgetriebe für das Kniegelenk zu synthetisieren.

Ein Aspekt von Menschiks Arbeit ist außerdem die Analyse des Kontaktes zwischen Ober- und Unterschenkelkopf (Femurkondyle und Tibiaplateau): Die Knochenoberflächen rollen nicht aufeinander ab, vielmehr findet eine Roll-Gleitbewegung statt. Dies stimmt mit den Messdaten und Ergebnissen von Groh überein, denn die von ihm berechnete Rastpolkurve unterscheidet sich stark von der Kurve, die entsteht, wenn die Gelenkflächen auf die Bewegungsebene projiziert werden. Menschik kann darüber hinaus allerdings diese Form erklären, indem er zeigt, dass die beiden auf die Bewegungsebene projizierten Kondylen ein Hüllkurvenpaar bilden.

Die Ansätze von Groh und Menschik werden im Folgenden verwendet und erweitert, um gemessene Bewegungen der Handwurzel-Knochen zu analysieren und im weiteren Verlauf die Synthese von Ersatzgetrieben zu ermöglichen.

4 Methoden

Die Grundlage für unsere Untersuchungen bildet zum jetzigen Zeitpunkt eine frei zugängliche Datenbank im Internet [1]. Sie entstand aus CT-Aufnahmen der Handgelenke von 20 lebenden Probanden in unterschiedlichen statischen Lagen der Mittelhand. Hinterlegt sind die gemessenen Knochenkoordinaten sowie Trägheitsinformationen und Daten zu den Oberflächen der Knochen.

Die Oberflächenmodelle der Knochen wurden im Mehrkörpersimulations-Programm MSC.Adams aufgebaut (Bild 5).



Bild 5: Knochenoberflächen in MSC.Adams

Bislang wurde die Flexion-Extension-Bewegung einer weiblichen rechten Handwurzel untersucht (Bild 5). Die Knochenbewegungen wurden mit kubischen Splines zwischen den gemessenen Koordinaten in 5 Lagen der Mittelhand (60° Flexion bis 60° Extension in 30°-Schritten) angenähert. Eine frühere Studie stützt die Annahme, dass eine solche Interpolation zulässig ist [10].

Es wird angenommen, dass sich die Relativbewegungen der Handwurzel-Knochen nicht ohne weiteres als ebene Bewegungen vereinfachen lassen. Zur Analyse von gemessenen Bewegungen wird also anstelle des Relativpols die momentane Schraubachse (MSA) betrachtet. Sie wird aus dem relativen Geschwindigkeitszustand berechnet [11] und teilt eine momentane Relativbewegung in eine Drehung um eine Achse im Raum (normierter Richtungsvektor **s**) und eine Verschiebung entlang der Achse auf (Bild 6).

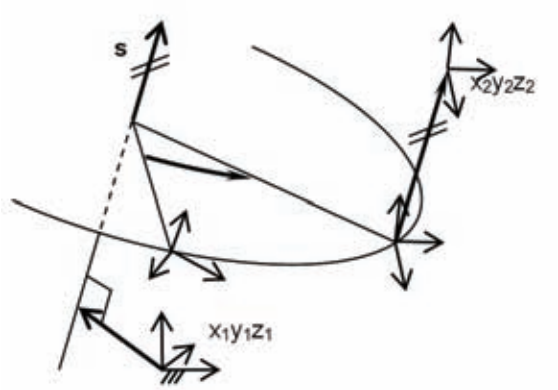


Bild 6: MSA zur Parametrierung der Bewegung $x_1y_1z_1 \rightarrow x_2y_2z_2$

Mehrere Veröffentlichungen geben an, dass bei der Bewegung der Handwurzel-Knochen der rein translatorische Anteil vernachlässigt werden kann [5], [12]. Inwiefern eine gemessene Bewegung in einer Ebene verläuft, kann unter dieser Annahme quantifiziert werden, indem die Verkippung der MSA während der Bewegung betrachtet wird. Dazu wird der Winkel $\alpha(t)$ verwendet, den der Richtungsvektor **s**(t) während der gemessenen Bewegung mit einem raumfesten Vektor $\mathbf{s_k}$=konst einschließt:

$$\cos\alpha\,(t) = \boldsymbol{s}(t)^T \boldsymbol{s_k} \qquad \text{(Glg. 1)}$$

Anhand dessen wird ein „Best-fit“ -Richtungsvektor $\mathbf{s_k}^*$ bestimmt, der bei dem gegebenen Verlauf von **s**(t) den maximal auftretenden Winkel $\alpha(t)$ minimiert:

$$\alpha^* = \|\arccos \boldsymbol{s}(t)^T \boldsymbol{s_k}^*\|_\infty = \min_{s\,\epsilon\,\mathbb{R}^3} \|\arccos \boldsymbol{s}(t)^T \boldsymbol{s_k}\|_\infty, 0 \le \alpha^* \le 90° \qquad \text{(Glg. 2)}$$

Der Vektor $\mathbf{s_k}^*$ kann als Richtung der Mittellinie eines Doppelkegels mit dem Öffnungswinkel $2\alpha^*$ interpretiert werden, innerhalb dessen bzw. auf dessen Mantelfläche der Richtungsvektor **s**(t) während einer Bewegung verläuft, Bild 7.

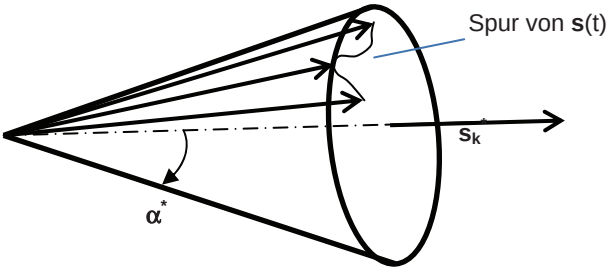


Bild 7: Eine Hälfte des einhüllenden Doppelkegels einer verkippenden MSA

Je kleiner der Winkel ist, desto weniger verkippt **s**(t) während der Bewegung. Wenn die Bewegung komplett in einer Ebene verläuft, bleibt die Orientierung von **s**(t) konstant.

5 Ergebnisse der Bewegungsanalyse

Exemplarisch wird hier die Kette Radius-Kahnbein-Mondbein-Kopfbein-Mittelhandknochen 3 untersucht. Wählt man den Unterarmknochen Radius als Gestell, scheinen die Bahnkurven der Mittelhand näherungsweise in einer Ebene zu verlaufen (Bild 8; Blick auf denHandrücken). Außerdem wird die üblicherweise in der Literatur verwendete Vereinfachung deutlich, das Kopfbein und die Mittelhand als einzigen starren Körper zu betrachten [5].

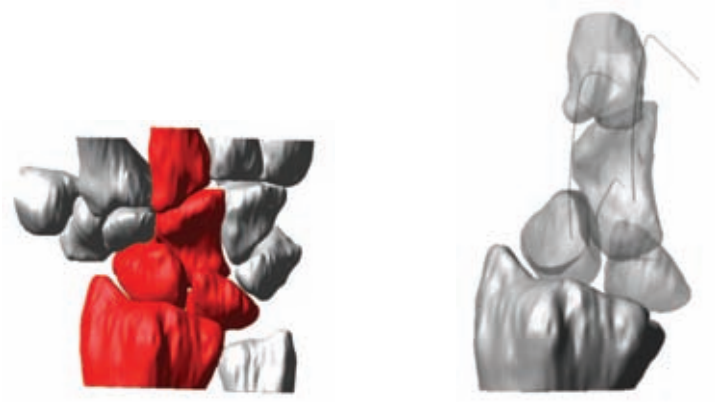


Bild 8: Betrachtete Knochen (links), Bahnkurven zweier Punkte auf der Mittelhand und eines Punkts auf dem Kopfbein während der Flexion, jeweils relativ zum Radius

Um zu untersuchen, inwieweit diese Bewegung tatsächlich in einer Ebene verläuft, wird die Orientierung der MSA während der Bewegung betrachtet. Bild 9 zeigt die Bahnkurve des Massenschwerpunktes des Kopfbeines relativ zum Radius, die auch in Bild 8 dargestellt ist, zusammen mit dem Richtungsvektor **s(**t**)** der MSA in jedem zehnten Bahnpunkt. Dabei ist das Koordinatensystem so gewählt, dass der Ursprung mit dem Schwerpunkt des Kopfbeins in der neutralen Lage der Mittelhand zusammenfällt (Neutral-Null-Methode).

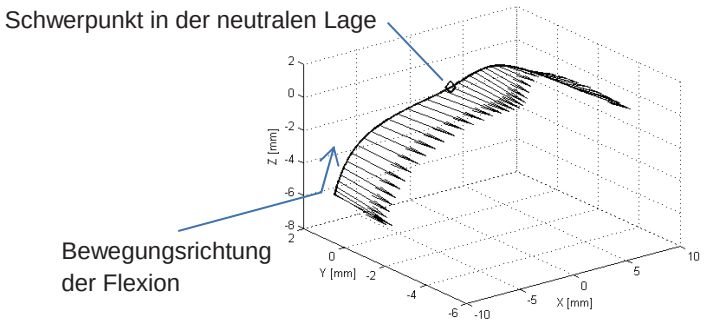


Bild 8: Richtungsvektor s(t) der MSA des Kopfbeins und Bahnkurve seines Massenschwerpunktes relativ zum Radius während der Flexion

Diese näherungsweise ebene Bewegung des Kopfbeines relativ zum Radius setzt sich aber nicht aus einer Kette ebener Bewegungen von jeweils benachbarten Knochen zusammen. Um dies zu zeigen, werden die Relativbewegungen und die MSA zwischen dem Kopfbein und seinen beiden benachbarten Knochen, Kahn- und Mondbein berechnet. In Bild 10 sind die Bahnkurven des Schwerpunktes des Kopfbeins relativ zum Kahnbein bzw. Mondbein dargestellt. Die Koordinatenachsen entsprechen ohne Beschränkung der Allgemeinheit den Hauptträgheitsachsen des Kahn- bzw. Kopfbeins, der Koordinaten-Ursprung ist durch Neutral-Null definiert.

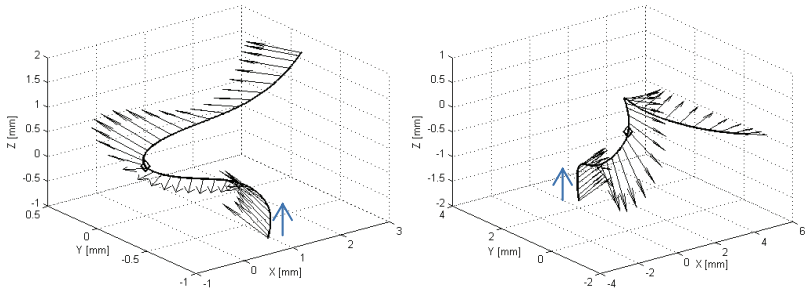


Bild 10: Bahnkurve des Schwerpunktes des Kopfbeins relativ zum Kahnbein links) und Mondbein (rechts)

Die räumlichen Relativbewegungen bewirken, dass die MSA während eines Bewegungszyklus stark verkippen. Dies zeigt auch ein Vergleich des Winkels α^* nach Glg. 2 für die drei Relativbewegungen (Tab. 1).

	Kopfbein-Radius	Kopfbein-Kahnbein	Kopfbein-Mondbein
α^*	20.8°	70.2°	42.2°

Tab. 1: Öffnungswinkel des einhüllenden Kegels für drei Relativbewegungen

Die Lage der relativen MSA zweier benachbarten Knochen gibt außerdem Auskunft über die Relativbewegung der Knochenoberflächen, analog zu den Schlüssen von Groh und Menschik: die MSA zweier benachbarter Handwurzel-Knochen verläuft nicht durch den Gelenkspalt und daher müssen die Oberflächen aneinander abgleiten, exemplarisch dargestellt in Bild 10.

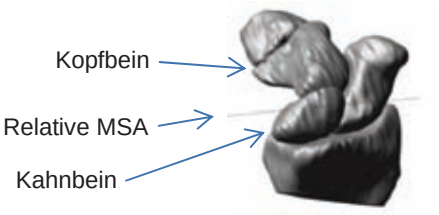


Bild 10: Die momentane Schraubachse zwischen Kahnbein und Mondbein

6 Diskussion und Ausblick

Es wurde gezeigt, dass gemessene Knochenbewegungen mit momentanen Schraubachsen systematisch analysiert werden können. Berechnete Bewegungsbahnen zeigten, dass benachbarte Knochen im untersuchten Präparat keine ebene Relativbewegung vollführen, selbst wenn über die Mittelhand eine näherungsweise ebene Bewegung eingeleitet wird. Es wurde gezeigt, wie mithilfe der MSA eine weitgehend ebene Bewegung von einer räumlichen Bewegung numerisch unterschieden werden kann. Da bislang nur ein einziges Präparat analysiert wurde, sind die in Tab. 1 dargestellten Zahlenwerte nur qualitativ zu verstehen – vor dem Hintergrund, dass zu ihrer Ermittlung Messdaten interpoliert wurden, ist für statistisch relevante Aussagen ein größerer Stichprobenumfang nötig. Es wurde jedoch

deutlich, dass aufgrund der räumlichen Relativbewegungen eine Synthese von Ersatzgetrieben anhand der berechneten MSA für die Handwurzel deutlich komplexer als im Falle des Kniegelenks (und den dort verwendeten Polkurven) ist. Ohne die Unterschiede in den Knochenbewegungen verschiedener Präparate zu quantifizieren, ist eine Struktursynthese nicht sinnvoll.

Die Lagen der Achsen über einen Bewegungszyklus zeigten, dass benachbarte Knochen nicht aufeinander abrollen, sondern vielmehr gleiten.

In weiteren Schritten werden die relativen MSA dazu verwendet werden, die Richtungen der Relativbewegung von benachbarten Knochen zu identifizieren. Dazu wird die Änderung (Verschiebung und Verkippung) der relativen MSA analysiert, um die Freiheitsgrade der Relativbewegung zweier Knochen einschränken zu können. Eine solche Einschränkung ist für die geplante Modellierung in kommerziellen Simulations-Programmen des menschlichen Bewegungsapparates notwendig. Solche Programme (z.B. LifeModeler [13] oder AnyBody [14]) werden in vielen Anwendungsbereichen zu Ergonomie- und Belastungsanalysen verwendet. Sie lösen das inversdynamische Problem für gegebene Bewegungsabläufe. Aufgrund der komplexen Bewegungen der einzelnen Handwurzel-Knochen wird die Handwurzel in diesen Programmen bislang durch ein Kardangelenk angenähert. Diese Programme sollen mit den zu entwickelnden Ersatzgetrieben erweitert werden, so dass die Bewegungen der Handwurzel-Knochen realitätsnah dargestellt werden können.

Literatur

[1] Moore et al: *A digital database of wrist bone anatomy and carpal kinematics*, Journal of Biomechanics Vol. 40 (2007), S. 2537–2542

[2] Interactive Hand 2000 CD-Medium, Primal Pictures Ltd 2003

[3] Putz, R. und Pabst, R. (Hrsg.): *Sobotta Atlas der Anatomie des Menschen*, Urban & Fischer Verlag/Elsevier GmbH 2005

[4] Kalapandji, I.: *Funktionelle Anatomie der Gelenke*, Thieme, Stuttgart 2009

[5] Gardner, M. et al: *Carpal Kinematics*, Hand Clinics Vol. 22 (2006), S. 413-420

[6] Coburn, JC et al: *Coordinate systems for the carpal bones of the wrist*, Journal of Biomechanics Vol. 40 (2007), S. 203–209

[7] Groh, W.: *Aufgabenstellung beim Bau künstlicher Glieder*, VDI-Berichte Getriebetechnik Band 12 (1956)

[8] Vishnu Vardhan Reddy: *Design and Analysis of a Knee Mechanism for Knee-Ankle-Foot Orthosis*, Proceedings of the INAE-ISAAC National Conference, 2009

[9] Menschik, A.: *Biometrie*, Springer-Verlag Berlin-Heidelberg 1987

[10] Moritomo, H. et al: *In Vivo Three-Dimensional Kinematics of the Midcarpal Joint of the Wrist*, Journal of Bone and Joint Surgery Vol. 88 (2006), S. 611-621

[11] Kerle, H. et al: *Einführung in die Getriebelehre*, B.G. Teubner Verlag Wiesbaden 2007

[12] Kaufmann, RA et al: *Kinematics of the Midcarpal and Radiocarpal Joint in Flexion and Extension: An In Vitro Study*, The Journal of Hand Surgery Vol. 31 (2006), S. 1142-1148

[13] LifeMOD Online Manual: http://www.lifemodeler.com, 16.02.2010

[14] AnyBody ProfileBrochure: http://www.anybodytech.com, 16.02.2010

Kinematik eines Endoskopmanipulators

F. Irlinger[1], M. Krinninger, T. Lueth[1]
[1]MIMED • Mikrotechnik und Medizingerätetechnik • TU München

Kurzfassung

In diesem Artikel wird die Entwicklung der Kinematik eines Endoskop Manipulator Systems vorgestellt (EMS). Er wird in der chirurgischen Therapie von Erkrankungen in den Nasennebenhöhlen eingesetzt, beispielsweise in der FESS (Functional Endoscopic Sinus Surgery). Durch das System wird ein beidhändiges Operieren ermöglicht. Der Artikel fasst dabei die Arbeiten nach [Krinninger 2011] zusammen.

Abstract

This paper presents the kinematic design of an endoscope manipulator system (EMS), developed for endoand transnasal sinus surgery which enables the surgeon to operate bimanually. Using a parallel kinematics it is characterized by its miniaturized size and lightweight construction. The kinematic design allows that the pivot point came close to the nostrils, without moving the whole system closer to the patient's head. This system has been already used during a surgical intervention. The surgeon's feedback is promising

1 Einleitung

In der Chirurgie stellen Endoskope ein wichtiges Hilfsmittel dar. Sie erlauben es den Situs und die im Patienten befindlichen Instrumente visuell zu kontrollieren. Über am Endoskopende befestigte Kameras können die Bilder für den Chirurgen auf einen Monitor dargestellt werden. Es ist weiterhin üblich, dass die Führung des Endoskops vom Chirurgen mit einer Hand erfolgt. Die eigentlichen Instrumente für die Operation können dann natürlich ebenfalls nur noch durch eine Hand kontrolliert werden. Es ist daher nachvollziehbar, dass nach Lösungen zur Entlastung des Chirurgen gesucht wird [Strauß 2007]. Neben der Einbeziehung eines Assistenten, kommen in

einzelnen Fällen der klinischen Forschung auch automatisierte Systeme zu Einsatz. Vor allem in der HNO-Chirurgie hier beispielsweise in der FESS (Functional Endoscopic Sinus Surgery). Die Nase und vor allem das System der Nasennebenhöhlen stellen nämlich ein sehr schwer zugängliches Operationsgebiet dar und fordern vom Chirurgen höchstes Geschick und viel Vorstellungsvermögen. Erschwerend kommt hinzu, dass von Patient zu Patient eine unterschiedliche Anatomie vorzufinden ist und das Operationsgebiet von empfindlichen Strukturen, wie Nerven oder Blutgefäße, benachbart ist. Treten bei einem Patienten wiederholt Entzündungen auf, so muss dennoch durch chirurgische Maßnahmen für eine ausreichende Ventilation und Drainage des Nasennebenhöhlensystems gesorgt werden.

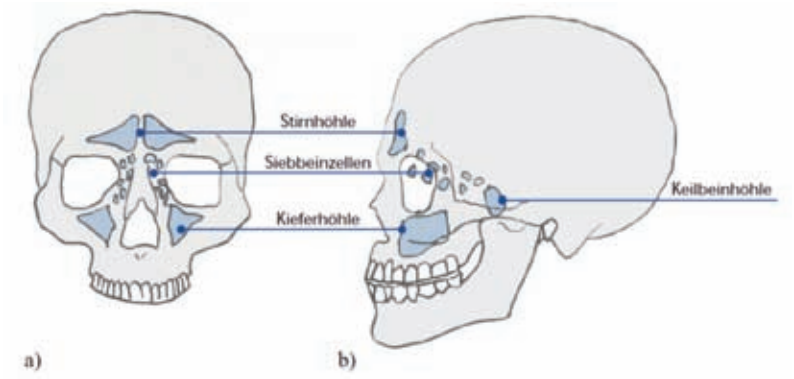


Bild 1: Topographie der Nasennebenhöhlen a) Frontalansicht, b) Seitenansicht. Entnommen aus [Krinninger 2011]

2 Problemstellung

Aus den schwierigen anatomischen Verhältnissen ergeben sich daher zusammenfassend für den Arzt hauptsächlich folgende Problemstellungen:

- Verletzungsgefahr sensibler Strukturen (Nerven, Adern, Auge, Gehirn ..)
- Halten und Führen des Endoskop mit der nichtdominanten Hand
- Ausrichten auf das aktive Instrument
- Häufiges Reinigen des Endoskopkamera bei Verschmutzung durch ungewollte Gewebekontakte

Aber auch aus technischer Sicht ergeben sich bei dem Einsatz eines Endoskopmanipulators Problemstellungen.

- Eingeschränkte Platzverhältnisse im Operationssaal
- Integration in den Workflow und Akzeptanz durch den Chirurgen
- Realisierung von geeigneten intraoperativen Endoskop-bewegungen
- Minimierung der notwendigen Interaktionen Arzt-EMS

3 Kritik am Stand der Technik und eigener Ansatz

Sowohl die Führung des Endoskops durch den Arzt selbst wie auch die Verwendung eines Assistenten, und der Einsatz von passiven und aktiven Systemen zieht eine Reihe von Nachteilen mit sich.

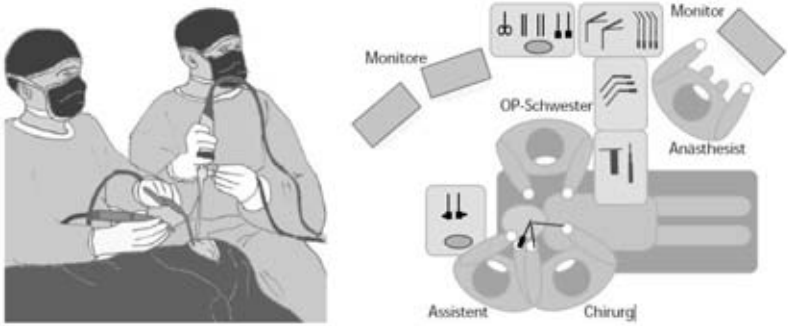


Bild 2: Einsatz eines Assistenten. Entnommen aus [Krinninger 2011]

Führt der Chirurg das Endoskop selbst, kämpft er neben den bereist genannten Nachteilen wie Verschmutzung durch Gewebekontakt auch mit einer gewissen Bildunruhe, die nicht zuletzt durch häufige Instrumenten-wechsel erzeugt wird. Weiterhin ist eine erhöhte Ermüdung festzustellen, da eine Kollisionsvermeidung zwischen Instrument und Endoskop eine unergonomische Körperhaltung des Chirurgen erzwingt [Krinninger 2009].

Aber auch eine humane Assistenz wirft Probleme auf. So muss der Assistent die nächsten Bewegungen des Arztes ‚vorausahnen' was eine permanente Kommunikation erfordert. Durch die Assistenz wird aber auch die Bewegungsfreiheit des Chirurgen eingeschränkt.

Zu den Endoskopausricht- und Führungssystemen ist zu sagen, dass zur Zeit kein klinisch einsetzbares Endoskopführungssystem für die endo- und transnasale Sinuschirugie existiert. Für Systeme die für den HNO-Bereich adaptiert wurden gelten folgende Nachteile:

- Hoher Platzbedarf und hohes Gewicht
- Geringe Auflösung und Genauigkeit
- Aufwendige Justierungsmaßnahmen
- Keine ergonomische Steuerungsmöglichkeiten

Daraus leiten sich die Ziele bei der Entwicklung der zu entwerfenden Endoskopführungskinematik ab:

- Miniaturisiertes leichtes und steifes System, welches nah an den Situs herangeführt und platziert werden kann.
- Abdeckung des notwendigen Arbeitsraums
- Ergonomische Verfahrgeschwindigkeiten bei ausreichenden aber nicht zu hohen Kräften
- Kliniktaugliches Bedienkonzept

4 Entwurf der Kinematik

Beobachtet man den Chirurgen bei der Verwendung des Endoskops, so kann man beobachten, dass er das Endoskop durch zwei Translationen an die Öffnung bringt um es dann durch Drehung um 2 Achsen um einen Punkt nahe der Nasenöffnung auszurichten. Danach führt er durch eine Translation in Verlängerung der nun gegebenen Ausrichtung die Endoskopkamera ein. Dieser Vorgang wiederholt sich bei jedem Eintritt in ein neues Höhlensystem.

Dadurch ist festgelegt über wie viele Freiheitsgrade die zu entwerfende Kinematik verfügen muss. Die notwendige Anzahl von 5 Freiheitsgraden legt im ersten Schritt die Verwendung einer seriellen Kinematik in Form eines konventionellen Industrieroboters nahe. In der Tat existieren einige passive wie auch aktive Systeme, welche serielle Kinematiken nutzen.

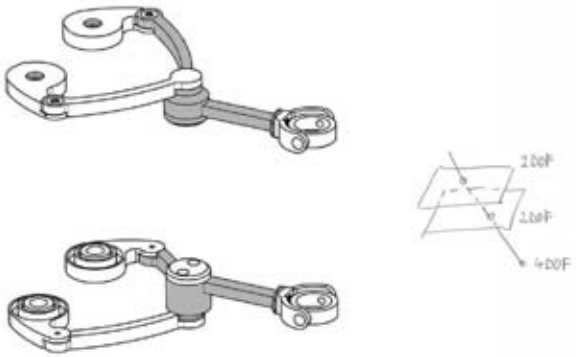


Bild 3: Aufbau der Kinematik durch zwei parallel geschaltete Fünfgelenke

Um die hohen Steifigkeiten, die für die notwendigen Genauigkeiten notwendig sind, zu realisieren bieten sich aber auch parallele oder Kombinationen aus parallelen und seriellen Strukturen an. So werden im Fall des vorgestellten Endoskopmanipulators die zwei Hauptbewegungen durch zwei seriell geschaltete Mechanismen realisiert.

Für die Zustellbewegung wird ein einfacher Linearantrieb eingesetzt. Für Positionierung und die Orientierung des Endoskops, welche 4 Freiheitsgrade benötigen, wird ein paralleler Mechanismus verwendet.

Dabei kommen zwei in zwei parallelen Ebenen liegende Fünfgelenkgetriebe zum Einsatz. Jedes der Fünfgelenkgetriebe ist bekanntermaßen in der Lage durch seine 2 Freiheitsgrade einen Punkt frei in der Ebene zu positionieren.

Wird in jedem der zwei Punkte nun über eine kardanische Aufhängung eine Verbindungsstange gelagert, so kann diese jeweils in 2 Koordinatenrichtungen eine Translation, sowie eine Rotation ausführen. Dadurch stehen die notwendigen 4 Freiheitsgrade zur Verfügung. Der fünfte Freiheitsgrad kann dann durch einen einfachen Linearantrieb, der sich auf der Verbindungsstange befindet, realisiert werden.

Natürlich gibt es eine Vielzahl von kinematischen Ketten welche in der Lage sind einen Punkt frei in der Ebene, also in zwei Koordinaten zu positionieren.

Die in Bild 4 gezeigten Lösungsmöglichkeiten wurden bewertet und es wurde das bereits in Bild 3 gezeigte System aus zwei Fünfgelenkgetrieben ausgewählt.

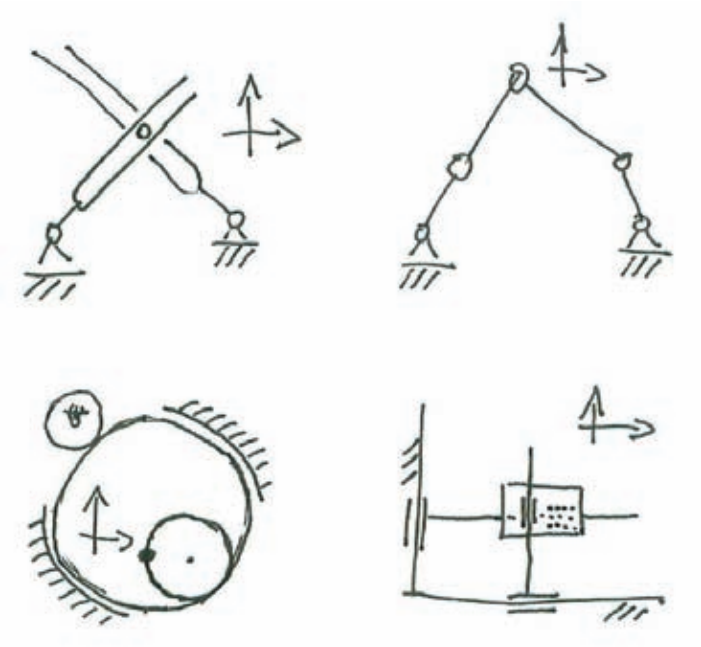


Bild 4: Alternative Konzepte zur Realisierung der Positionierung eines Gelenkpunkt in einer Ebene

Bei der Konstruktion des Manipulators wurde speziell auf geringen Platzbedarf, hohe Steifigkeit und geringes Gewicht geachtet. So konnte eine Größe erreicht werden die in der Fläche den Platzbedarf einer Hand nicht überschreitet (110 mm x110 mm x 300 mm). Die folgende Tabelle gibt die technischen Daten der in der Parallelen und seriellen Kinematik verwendeten Motoren an.

Parameter\ Verwendungsort	**Parallelkinematik**	**Linearmodul**
Motortyp	HS-5645MG-Digi	HS-5085MG
Anzahl der Motoren	4	1
Steuerungsmodus	PWM-Signal	PWM-Signal
Betriebsmodus	Stellbetrieb	Geschwindigkeitsbetr.
Spannungsversorgung [V]	6	6
Gewicht [g]	60	22
Drehmoment [Nm]	1,2	0,43
Abmessungen [mm]	40.6×19.8×37.8	29×13×30
Geschwindigkeit [sec/60°]	0.18	0.14
Lagerung Abtriebswelle	doppelt kugelgelagert	einfach kugelgelagert
Getriebeart	Metall	Metall

Tabelle 1: Übersicht und Leistungsdaten der im Manipulator eingesetzten Motoren

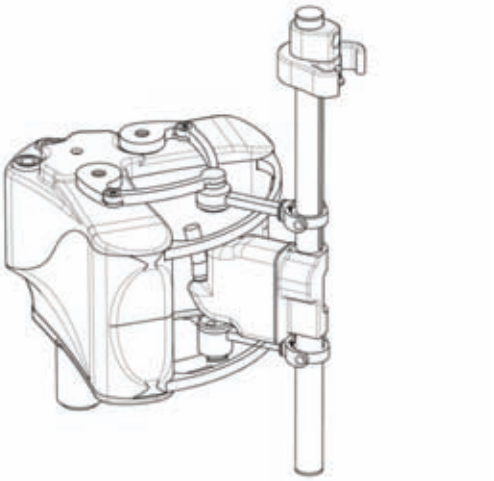


Bild 5: Fertiger Manipulator mit Antrieben, ohne aufgesetztes Videoendoskop. [Krinninger 2011]

5 Steuerungskonzepte

Für die Positionierung des Endoskops durch den Endoskopmanipulator kommen zwei Konzepte zum Einsatz. Zum einen kann die Kinematik über eine Bedienkonsole mit zwei Joysticks gesteuert werden. Dabei übernehmen Mikrocontroller die Aufgabe den Chirurgen zu entlasten, indem Sie die vom ihm intuitiv vorzunehmenden Bewegungen in die notwendigen Motorbefehle umsetzen. So kann etwa eine Schwenkbewegung einfach um einen vorher definierten Pivotpunkt durch Auslenkung in einer Joystickrichtung realisiert werden. Bei dem Mikrocontroller handelt sich um das RN-MEGA 2560 Steuermodul der Fa. Robotikhardware, mit ATMega2560 Mikrocontrollerchip der Firma Atmel (Atmel, San Jose, CA, USA).



Bild 6: Steuerung des Endoskopmanipulators über eine Bedienkonsole. [Krinninger 2011]

Das zweite Bedienkonzept geht in der Automatisierung noch einen Schritt weiter. Ausgehend von der eigentlichen Problemstellung wird dabei eine vollautomatische Nachführung erreicht. Sinn der Endoskopnachführung ist, dass der Operateur die Manipulationen, die er mit seinen Instrumenten im Patienten vornimmt, visuell kontrollieren kann. Könnte erreicht werden, dass das Blickfeld der Endoskopkamera immer die Instrumentenspitze zeigt, so könnte sich der Arzt voll auf die eigentliche Operation konzentrieren.

Grundlage ist dabei ein Meßsystem, das in der navigierten Chirurgie bereits zu anderen Zwecken zum Einsatz kommt. Zentrales Element ist dabei eine Infrarotkamera, welche sowohl als Lichtquelle, wie auch als Sensor für reflektiertes Licht dient. Wird sowohl an dem Videoendoskop wie auch an dem aktiven Instrument des Arztes ein sogenanntes Markerdreieck befestigt, so kann die Navigationskamera die Position der beiden Spitzen bestimmen.

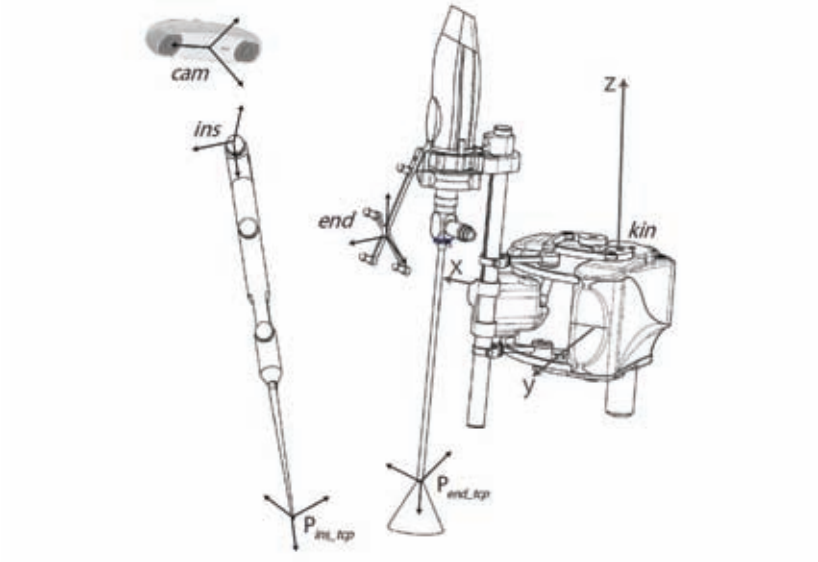


Bild 7: Videoendoskop mit Sichtfeld und Instrument, jeweils mit Markern ausgestattet. [Krinninger 2011]

Aus diesen Daten ist es dann jederzeit möglich das Videoendoskop durch entsprechende Ansteuerung des Endoskopmanipulators der Spitze des Instruments folgen zu lassen. Das System soll dabei nicht komplett autonom arbeiten, sondern nur durch Freigabe des Chirurgen, etwa über einen Fußschalter. Die Nachführung soll weiterhin keine langsamen Geschwindigkeiten fahren, sondern erst reagieren bevor das Instrument den Sichtkegel verlässt.

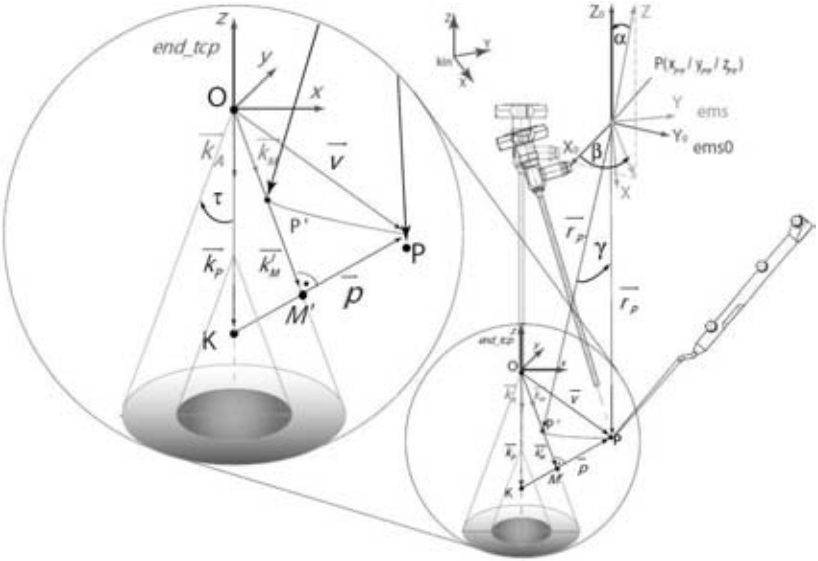


Bild 8: Bestimmung der neuen Endoskopmanipulatorposition. Entnommen aus [Krinninger 2011]

Bild 8 zeigt den Endoskopkegel mit außerhalb liegendem Punkt P, welcher die Instrumentenspitze darstellt. Die hellgraue Kegelfläche stellt den sichtbaren Bereich des Endoskops dar. Die Nachführung erfolgt entlang des Winkels γ. Die Schwenk/Neigebewegung erfolgt im Pivotpunkt

P_{pvp}. Der Nachführwinkel wird in den Polar- und Azimutanteil zerlegt und kann dann an das Modell der inversen Kinematik übergeben werden. Die Bestimmung der inversen Kinematik findet sich ebenfalls in [Krinninger 2011].

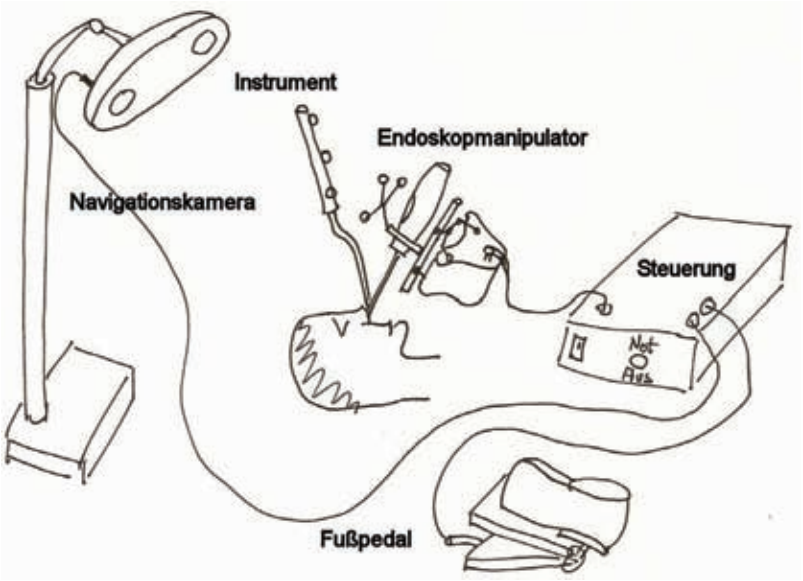


Bild 9: Komponenten des Systems ‚Automatische Nachführung'

6 Evaluation

Das Ziel der Entwicklung war nicht nur ein Konzept oder einen Prototypen zu entwickeln. Vielmehr sollte ein klinktaugliches Endoskopführungssystem entstehen, das durch den Einsatz in der Praxis von einem HNO-Chirurgen in seiner Tauglichkeit beurteilt werden kann. Es wurde ein Fragebogen entworfen der Erkenntnisse und Erfahrungen bei der Benutzung auswertet. Es fanden dazu mehr als 50 Eingriffe statt bei denen der Manipulator benutzt wurde. Um das Gerät in der Klinik zu benutzen müssen umfangreiche Vorbereitungen getroffen werden. Ein wichtiger Punkt dabei ist das Erstellen einer Produktakte. Sie dokumentiert jeden Schritt in der Konstruktion und besteht aus folgenden Punkten:

- Klassifikation
- Systembeschreibung
- Partlist
- Gebrauchsanweisung

- Risikoanalyse
- Bugreportlist
- Verifikationsplan mit Protokollen
- Validierungsplan
- Tests zu Hygiene, EMV, IEC 601
- Erklärung zur technischen Unbedenklichkeit
- Publikationen
- Technische Zeichnungen
- Datenblätter

Die Auswertung der Befragung ergab, dass das Arbeiten mit dem Manipulator von Arzt als angenehm beurteilt wurde. Der Arbeitsraum war ausreichend, die Geschwindigkeit war ebenfalls ausreichend und fein genug abgestuft.



Bild 10: Endoskopmanipulator im klinischen Einsatz [Krinninger 2011]

7 Zusammenfassung

Im Rahmen dieser Entwicklung entstand ein neuartiges Endoskopführungssystem. Es ist gekennzeichnet durch einen kleinen Bauraum, das geringe Gewicht und durch eine hohe Steifigkeit. Dies konnte durch den Einsatz einer parallelen Kinematik erreicht werden. Aus medizinischer Sicht ist ein miniaturisiertes Assistenzsystem entstanden. Es kann durch einen Assistenten über eine Bedienkonsole, welche die Befehle über einen Mikrocontroler an die Antriebe des Manipulators weiterleitet, gesteuert werden. Darüber hinaus ist auch ein automatisierter Betrieb möglich. Dabei wird von einem Navigationssystem die Position des aktuell vom Arzt geführten Instruments überwacht und das Videoendoskop über den Manipulator entsprechend nachgeführt.

Erste klinische Tests haben zu einer positiven Resonanz von Seiten der Ärzte geführt, was eine Weiterentwicklung sinnvoll erscheinen lässt.

Literatur

[Krinninger 2011] Krinninger, M: Ein System zur Endoskopführung in der HNO-Chirurgie, Dissertation am Lehrstuhl MiMed

Online-Ressource: urn:nbn:de:bvb:91-diss-20110315-998215-1-2

[Krinninger 2009] M. Krinninger, G. Strauß, M. Markert, T. Kraus, A. Dietz, T. Lueth: The Kinematic Design of the New Endoscope Manipulator System (EMS) for Functional Endoscopic Sinus Surgery and Familiar Techniques in ENT Surgery. World Congress on medical physics and biomedical engineering, September 7-12, Munich Germany IFMBE, Proceedings, 2009, Volume 25/6, 267-270, DOI: 10.1007/978-3-642-03906-5_72

[Strauß 2007] Strauß, G., Hofer, M., Kehrt, S., Grunert, R., Korb, W., Trantakis, C., Winkler, D., Meixensberger, J., Bootz, F., Dietz, A., Wahrburg, J.: Ein Konzept für eine automatisierte Endoskopführung für die Nasennebenhöhlenchirurgie. HNO 55, 2007, 177-184

Gestaltung von Festkörpergelenken für den gezielten Einsatz in ebenen nachgiebigen Mechanismen

Dipl.-Ing. **Sebastian Linß**, apl. Prof. Dr.-Ing. habil. **Lena Zentner**
Technische Universität Ilmenau, Fachgebiet Mechanismentechnik

Kurzfassung

Stoffschlüssige Biegegelenke mit konzentrierter Nachgiebigkeit ermöglichen eine gezielte Beeinflussung des Verformungsverhaltens von monolithischen nachgiebigen Mechanismen durch geometrische Gestaltung. In diesem Beitrag wird das Potenzial von prismatischen Festkörpergelenken mit verschiedenen polynomförmigen sowie vereinfachten Aussparungskonturen zur Verringerung des Spannungs-Auslenkungs-Verhältnisses exemplarisch aufgezeigt. Da diese Gelenke insbesondere im Bereich der Präzisionstechnik Anwendung finden, wird als zusätzliches Kriterium die Drehachsenverlagerung als ein Einflussfaktor auf die Positionierabweichung einer monolithischen Lenkergeradführung näher betrachtet.

Abstract

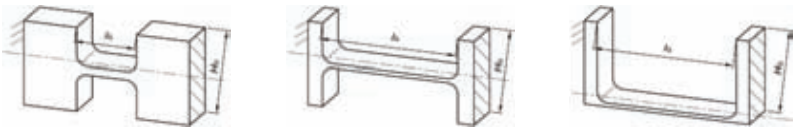
Material coherent flexure hinges with lumped compliance allow a specific geometrical design of monolithic compliant mechanisms and their deformation behavior. In this contribution the potential of prismatic flexures to minimize the ratio of maximum stress to deflection is exemplified. Therefore the flexures are described by several polynomial as well as simplified notch shapes. Particularly with regard to the use in precision engineering applications the axis of rotation is relevant too. This additional criterion is analyzed as one influencing factor to determine the positioning error of a monolithic rectilinear guiding mechanism.

1 Einleitung

Aufgrund ihrer zahlreichen Vorteile haben sich nachgiebige Mechanismen heute in vielen Einsatzgebieten, wie der Mikrosystem- (Reibungs-,

Verschleißfreiheit), Positionier- (Spielfreiheit, kein Stick-Slip-Verhalten) und Messtechnik (Reproduzierbarkeit), etabliert.

International wie auch in Deutschland sind nachgiebigen Mechanismen Gegenstand der Forschung. Im Wesentlichen ist die Beeinflussung der Nachgiebigkeit durch geometrische Gestaltung ([1], [2], [3]), materialseitige Auslegung ([4]) oder eine Kombination von beiden ([5]) Untersuchungsgegenstand. Entscheidend für die exakte Erfüllung von Führungs- und Übertragungsaufgaben in Präzisionsbewegungssystemen ist neben der Gelenkkontur die Art der Nachgiebigkeitsverteilung, siehe Bild 1. Zusätzlich zur Unterscheidung von Gelenken mit konzentrierter ($l_G \approx H_G$) oder verteilter ($l_G >> H_G$) Nachgiebigkeit (vgl. [4]) sind für das Verformungsverhalten auch deren Symmetrieeigenschaften bestimmend.



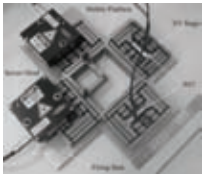
(a) (b) (c)

Bild 1: Beispiele für verschiedene prismatische Festkörpergelenke: (a) Gelenk mit konzentrierter Nachgiebigkeit, (b) Gelenk mit verteilter Nachgiebigkeit und (c) unsymmetrisches Gelenk bzgl. der Längsachse

In ebenen, meist als Koppelmechanismen ausgeprägten, nachgiebigen Mechanismen übernehmen Festkörpergelenke als stoffschlüssige Biegegelenke die Funktion konventioneller Drehgelenke für geringe Winkelauslenkungen im Bereich weniger Grad. Insbesondere Gelenke mit konzentrierter Nachgiebigkeit werden beispielsweise in hochpräzisen Führungen, Verformungskörpern, aber auch in monolithischen Mechanismen zur Mikromanipulation verwendet, siehe Bild 2.



(a)



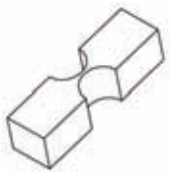
(b)



(c)

Bild 2: Anwendungsgebiete von Festkörpergelenken in Präzisionsbewegungssystemen: (a) Mikrotechnologie: monolithischer Wegsensor mit einer Gelenklänge unter 1 mm [6], (b) Feinwerktechnik: XY-Parallelkinematik zur Erzeugung einer Mikrostellbewegung [7] und (c) Kraftmess- und Wägetechnik: Präzisions-Wägezelle aus einem Silizium-Verformungskörper [8]

Festkörpergelenke besitzen einen limitierten Bewegungsbereich, der durch die auftretenden Spannungen begrenzt wird. Zudem ist die kontur- und belastungsabhängige Verlagerung ihrer Drehachse nachteilig. Die Auslegung der Aussparungskontur hat daher im Allgemeinen eine spezifische Nachgiebigkeit und ein möglichst kleines Verhältnis von maximal auftretender Spannung zur Auslenkung zum Ziel. Insbesondere in der Feinwerktechnik gibt es vielfältige Untersuchungen zur Vergrößerung des Bewegungsbereiches und zur Verringerung der Drehachsenverlagerung während des Bewegungsvorganges. Zur Realisierung dieser Anforderungen entstehen immer komplexere Gelenktypen, siehe Bild 3.



(a)



(b)



(c)



(d)

Bild 3: Vergrößerung des Bewegungsbereiches von stoffschlüssigen Beigegelenken: (a) prismatisches Festkörpergelenk (Kerbgelenk) [9], (b) Trapezfedergelenk [10], (c) Kreuzfedergelenk [11] und (d) Butterfly-Gelenk [12]

Da mit der Komplexität von Festkörpergelenken auch der Aufwand für deren Fertigung steigt, haben zahlreiche Untersuchungen die Auslegung der Aussparungskontur prismatischer Gelenke (vgl. Bild 3a) zum Schwerpunkt. Neben vergleichsweise einfach herzustellenden (spanend) Gelenkformen, die auf geometrischen Primitiven (z. B. kreisförmige, elliptische oder verrundete rechteckige Konturen) basieren, werden als Resultat eines Optimierungsprozesses vermehrt komplexe mathematische Funktionen (z. B. Kegelschnitte oder Splines) zur Beschreibung der Aussparungskontur verwendet, siehe Bild 4. Begünstigt werden die komplizierten, zum Teil komplett numerisch optimierten und mitunter kaum mehr in Gelenke und Glieder differenzierbaren Mechanismen durch moderne Strahlschneidverfahren (z. B. Laser-, Wasserstrahl aber auch Drahterosion).

In der Literatur werden optimierte Gelenkkonturen auf Basis einfacher und komplizierter mathematischer Funktionen vorgestellt, deren Parameter durch verschiedene Optimierungsverfahren bestimmt wurden ([13], [14], [15], [16]). In den meisten Fällen wird des Spannungs-Auslenkungs-Verhältnisses und seltener die Drehachsenverlagerung betrachtet. Für diese Untersuchungen werden verschiedene Lastfälle und nur untergeordnet unsymmetrische Konturen berücksichtigt. Polynomfunktionen höherer Ordnung werden zur Beschreibung der Aussparungskontur nicht verwendet.

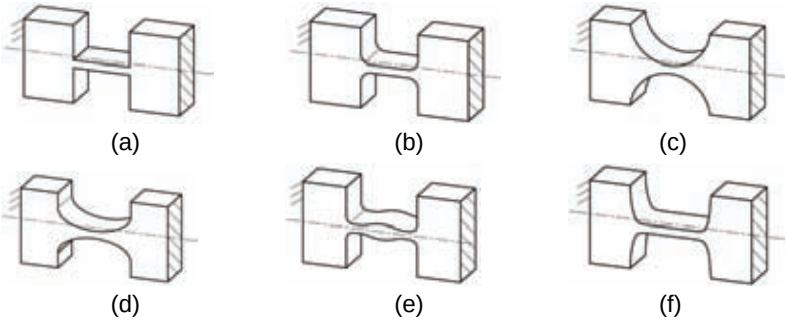


Bild 4: Gebräuchliche und für eine Optimierung geeignete Konturen prismatischer Festkörpergelenke: (a) Rechteckkontur, (b) Rechteckkontur mit verrundeten Ecken, (c) Kreiskontur, (d) Ellipsenkontur, (e) Splinekontur und (f) Polynomkontur

2 Zielstellung, Ansatz und Vorgehensweise

Im Rahmen dieses Beitrages werden Polynomfunktionen als Ansatz zur Beschreibung der Aussparungskontur stoffschlüssiger Gelenke vorgestellt. Polynome sind mathematisch einfach zu formulieren, realisieren universelle Konturformen und ermöglichen somit eine Anpassung sowie Optimierung der Gelenkkontur in Abhängigkeit vom Grad des Polynoms und den Werten der Koeffizienten.

Ziel der Untersuchungen ist die geometrische Auslegung eines auf Biegung belasteten, prismatischen und polynomförmigen Festkörpergelenks zur Reduzierung des Spannungs-Auslenkungs-Verhältnisses, siehe Bild 5.

Zur Erhöhung der Auslenkung werden zunächst geeignete Koeffizienten einer biquadratischen Polynomfunktion analytisch bestimmt. Weiterhin wird unter Berücksichtigung der Spannungen der optimale Grad einer Polynomfunktion höherer Ordnung mithilfe von FEM-Simulationen ermittelt.

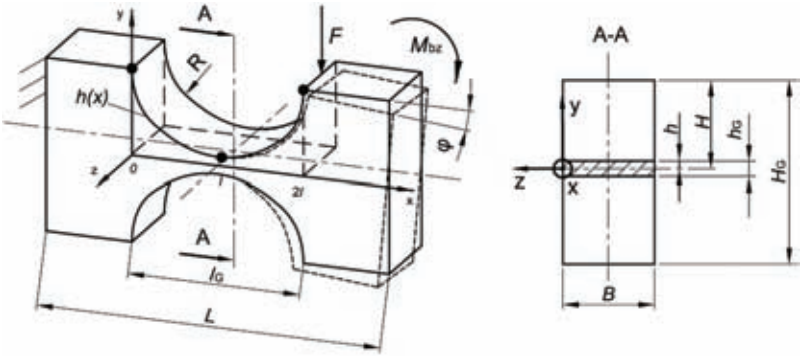


Bild 5: Parameterkonvention des untersuchten Festkörpergelenkes mit der Aussparungskontur $h(x)$ und den als biegesteif angenommenen Anschlusssegmenten (Darstellung der kreisförmigen Referenzkontur mit dem Radius R)

Durch Annäherung der gefundenen Polynomkontur an eine einfach herzustellende Ersatzkontur, basierend auf Geraden und Kreissegmenten, wird die mögliche Anwendung der spanenden Fertigung im Hinblick auf eine verbreitete Nutzung optimierter Gelenkkonturen beispielhaft demonstriert. Hierfür wird auch der Radius verrundeter Rechteckkonturen abhängig von

Gelenklänge und -höhe untersucht. Die resultierenden Konturen werden zusammenfassend simulativ mit typischen Gelenkformen verglichen. Neben der maximalen Spannung wird auch die Verlagerung der unter Belastung nicht raumfesten Drehachse berücksichtigt. Die Auswirkungen der Drehachsenverlagerung auf die Geradführungseigenschaften eines nachgiebigen Mechanismus werden am Beispiel eines Robertslenkers näher betrachtet.

3 Untersuchung polynomförmiger Aussparungskonturen

Gegenstand der modellbasierten Untersuchungen sind Festkörpergelenke mit folgenden Eigenschaften:

- Freiheitsgrad 1,
- prismatisch (rechteckförmiger Querschnitt),
- Abmessungen: Gelenklänge l_G, -höhe H_G und minimale Steghöhe h_G sowie Breite $B = 0.5H_G$,
- konzentrierte Nachgiebigkeitsverteilung ($l_G = H_G$),
- die Gelenkkontur ist symmetrisch, stetig differenzierbar und nicht hinterschnitten.

Unter der Annahme starrer Anschlusssegmente wird für die Untersuchungen nur die Aussparung betrachtet. Eine Seitenfläche des Gelenkes ist gestellfest und die freie Seite wird mit einem Biegemoment M_{bz} bzw. einer Einzelkraft F belastet. Als Werkstoff für alle Untersuchungen wird Federstahl mit linear elastischem Materialverhalten und folgenden Eigenschaften angenommen: $E = 200$ GPa, $\nu = 0.3$ und $\rho = 7.43$ gcm^{-3}.

Als Referenzkontur dient eine Kontur mit kreisförmiger Aussparung (Kontur 1 mit Kreisradius $R = H$) sowie als Vergleichskontur eine in der Literatur eingehend betrachtete Kontur mit ellipsenförmiger Aussparung (Kontur 2 mit den Halbachsen $r_a = 2r_b = H$).

3.1 Polynomfunktionen 4. Ordnung

Die Aussparungshöhe des Gelenkes wird als symmetrische biquadratische Polynomfunktion $h(x)$ laut Gleichung 1 beschrieben, deren Koeffizienten für die maximale Auslenkung analytisch bestimmt werden. In diesem Fall erlaubt die Anzahl der aufgestellten Randbedingungen die Ermittlung von fünf Unbekannten. Die verwendeten Randbedingungen sind im Bild 5 durch

die drei vorgegebenen Kurvenpunkte (0, H), (l, h) und (2l, H) gekennzeichnet. Zusätzlich wurde jeweils der Anstieg berücksichtigt.

$$h(x) = a_0 + a_1 x + a_2 x^2 + a_3 x^3 + a_4 x^4 \tag{1}$$

Die Maximierung des Auslenkwinkels φ am Gelenkende (Gl. 2) wird für ein konstantes Moment und dimensionslose Längenvariablen, bezogen auf die halbe Gelenkhöhe $H = 1$, durchgeführt. Damit ist die Verformungsgleichung unter der Voraussetzung gleicher Geometrie- und Werkstoffkennwerte nur noch eine Funktion von der Höhe $h(x)$, siehe Gleichung 3.

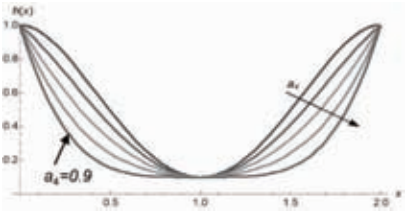


Bild 6: Darstellung der Aussparungskontur $h(x)$ eines halben Festkörpergelenkes in Abhängigkeit vom Koeffizienten a_4 für $l = H$, $h = 0.1H$ und ein konstantes Moment M_{bz} (maximale Auslenkung für Kurve mit $a_4 = 0.9$)

$$\varphi(2l) = v'(2l) \xrightarrow{a_i} max. \quad (i = 0, \ldots, 4) \tag{2}$$

$$v''(x) = \frac{12 M_{bz}}{E\,B} \frac{1}{h(x)^3} \tag{3}$$

Die resultierenden Koeffizienten der Polynomfunktion a_0 bis a_3 (siehe Tabelle 1) hängen von der minimalen Gelenkhöhe h bzw. dem Koeffizienten a_4 ab. Entsprechend dem Koeffizienten a_4 ergeben sich die in Bild 6 dargestellten Konturgeometrien. Es kann gezeigt werden, dass der Wert des Koeffizienten für die maximale Auslenkung $a_4 = 0.9$ ist, siehe [17].

Mit den Koeffizienten laut Tabelle 1 ergibt sich die, für weitere Untersuchungen betrachtete (Tabelle 2), Polynomkontur 3 durch Vorgabe der minimalen Gelenkhöhe $h = 0.1H$.

Tabelle 1: Koeffizienten der Polynomfunktion $h(x)$ 4. Ordnung (Gl. 1) und Werte für die Vorgabe von h und a_4

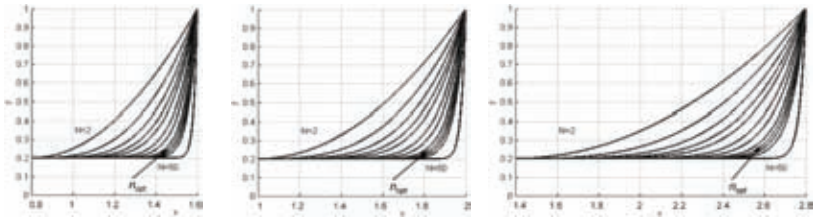
Koeffizient	allg. Ausdruck	Wert für $h = 0.1H$ und $a_4 = 0.9$
a_0		1
a_1		-3.6
a_2		5.4
a_3		-3.6
a_4		0.9

3.2 Polynomfunktionen höherer Ordnung

Durch Vereinfachung der Polynomfunktion 4. Ordnung kann gezeigt werden, dass eine beliebige Polynomfunktion von den geometrischen Gelenkparametern h, l und H sowie vom Grad des Polynoms n abhängt (Gl. 4).

$$h(x) = h + \left(\frac{1-h}{l^n}\right)(x-1)^n \tag{4}$$

Eine Erhöhung der Ordnung bewirkt eine flachere Aussparungskontur und eine Annäherung an verrundete Eckenkonturen kleiner Radien, wodurch die Auslenkung begünstigt wird. Eine höhere Ordnung bewirkt jedoch auch eine Zunahme der maximalen Spannung. Somit existiert eine Ordnung für ein optimales Spannungs-Auslenkungs-Verhältnis. Hierfür ergibt sich unter den gegebenen Randbedingungen unabhängig von der Gelenklänge l die Ordnung $n = 16$, siehe Bild 7.



(a) (b) (c)

Bild 7: Untersuchung der optimalen Ordnung von Polynomfunktionen für das minimale Spannungs-Auslenkungs-Verhältnis in Abhängigkeit von der Gelenklänge (für $H = 1$, $h = 0.2H$ und eine Verschiebung am Balkenende $v = 0.1H$): (a) Länge $l = 0.8H$, (b) Länge $l = H$ und (c) Länge $l = 1.4H$

Für die weitere Betrachtung (Tabelle 2) wird die Polynomkontur 16. Ordnung (Kontur 4) mit den Größen $d = 0.1H$ und $l = H$ ausgewählt (Gl. 5).

$$h(x) = 0{,}1 + 0{,}9(x-1)^{16} \tag{5}$$

Die resultierenden Konturen für Polynome 16. Ordnung sind verrundeten Rechteckkonturen geometrisch ähnlich. Dies verdeutlicht das Potenzial zur Untersuchung des optimalen Rundungsradius rechteckförmiger Aussparungen im Hinblick auf eine Konturvereinfachung.

4 Untersuchung vereinfachter Aussparungskonturen

Ziel der folgenden Betrachtungen ist es, den Herstellungsprozess durch die Nutzung von Geraden und Kreissegmenten so zu vereinfachen, dass die Gelenkkonturen beispielsweise durch spanende Bearbeitung fertigbar sind. Hierfür wird der Einfluss der Substitution komplexer Festkörpergelenkkonturen mit auf Radien basierenden Konturen sowie der optimale Rundungsradius leicht zu beschreibender Rechteckkonturen untersucht.

4.1 Approximation komplexer Polynomkonturen

In Bild 8 ist die Approximation einer herstellungsaufwendigen, polynomförmigen Kontur exemplarisch für die Kontur 4 dargestellt. Die entstehende, vereinfachte Kontur 5 kann beispielsweise durch das Fräsen entlang der Kurve mit dem Fräserradius R_F hergestellt werden.

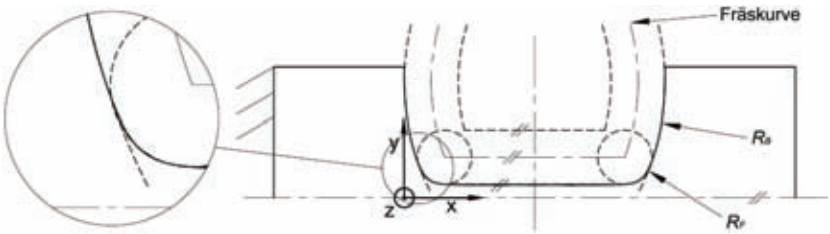


Bild 8: Prinzip der Approximation einer komplexen Polynomfunktionen laut Gl. 5 für den Fräsradius $R_F = 0.1l_G$

Weitere Beispiele zeigen unter der Berücksichtigung des Einflusses (siehe Tabelle 2) der Approximation auf das Spannungs-Verformungsverhalten, dass die Vereinfachung beliebiger, aus einem Optimierungsprozess resultierender, Konturen mit hinreichender Genauigkeit durchführbar ist [17].

4.2 Optimale Verrundung von Rechteckkonturen

Ausgangspunkt für die Untersuchungen zum optimalen Rundungsradius *r* einer rechteckigen Aussparungskontur ist das in Bild 9 dargestellte Festkörpergelenk. Dessen Verformungsverhalten wird neben der Belastungsart entscheidend von den geometrischen Verhältnissen der Abmessungen bestimmt. Daher werden die Variantenstudien für eine Änderung der Gelenklänge l_G (bei konstantem Verhältnis h/H) sowie der Gelenkhöhe h_G (bei konstantem Verhältnis l/H) exemplarisch durchgeführt. Für die FEM-Simulationen werden die Höhe $H = 1$ mm und eine Einzelkraft, in Form einer Verschiebung $v = 0.1H$, am Gelenkende berücksichtigt.

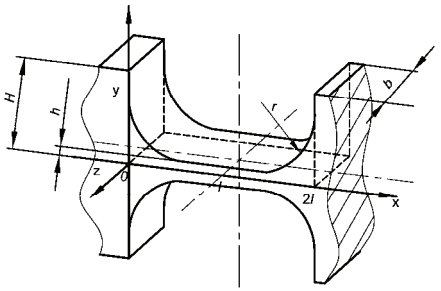
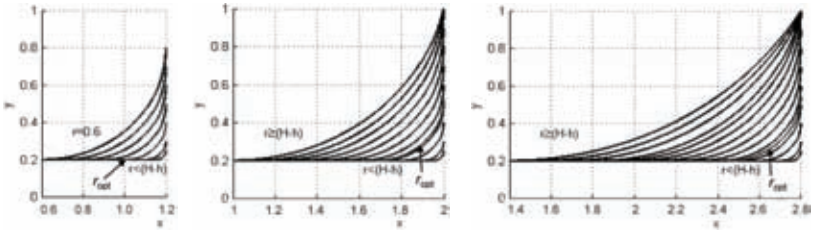


Bild 9: Modell und Parameterkonvention des untersuchten Festkörpergelenkes mit rechteckförmiger Aussparungskontur und verrundeten Ecken (Rundungsradius *r*)

Einfluss der Gelenklänge

Die Untersuchung des Einflusses der Gelenklänge wird für die minimale Gelenkhöhe $h = 0.2H$ und folgende Wertebereiche von Gelenklänge und Rundungsradius durchgeführt:

- Variation der Gelenklänge l von $0.6H$ bis $2H$,
- Variation des Rundungsradius r von $0.05H$ bis $2H$.



(a) (b) (c)

Bild 10: Untersuchung des optimalen Radius der Eckenverrundung für das Spannungs-Auslenkungs-Verhältnis in Abhängigkeit von der Gelenklänge (Darstellung eines Gelenkviertels): (a) Länge $l = 0.6H$, (b) Länge $l = H$ und (c) Länge $l = 1.4H$

Ein Viertel der optimalen Aussparungskontur ist für drei unterschiedliche Gelenklängen beispielhaft in Bild 10 dargestellt. Der Zusammenhang der resultierenden maximalen Spannung σ_{max}/E und des verwendeten Rundungsradius r/H wurde für acht verschiedene Gelenklängen untersucht, siehe Bild 11.

Abhängig vom Rundungsradius ergeben sich für unterschiedliche Gelenklängen verschiedene Maximalspannungen. Sehr kleine Radien bewirken eine Spannungskonzentration in den Ecken und auch eine Vergrößerung des Radius führt zu einem deutlichen Spannungsanstieg. Allgemein kann für Gelenke mit konzentrierter Nachgiebigkeit und der untersuchten Stegdicke ein günstiger Bereich für das Verhältnis von $r/l_G = 0.1..0.2$ festgestellt werden. Die Abhängigkeit des optimalen Radius von der Gelenklänge ist gering.

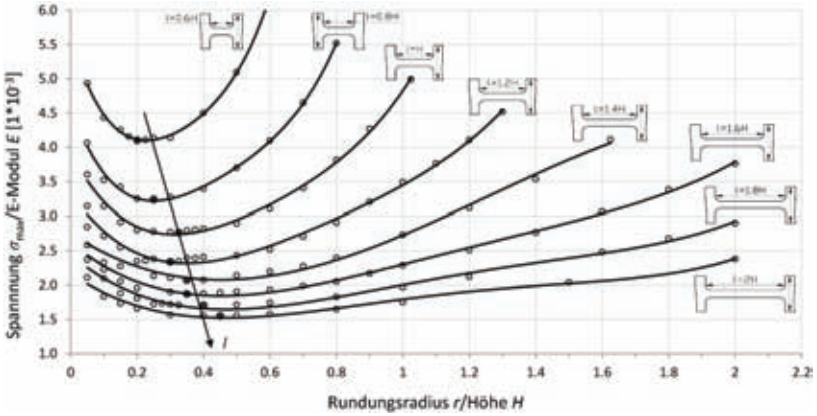


Bild 11: Abhängigkeit der resultierenden Maximalspannung von der Eckenverrundung (optimaler Radius als Punkt hervorgehoben) für verschiedene Gelenklängen l (minimale Gelenkhöhe $h = 0.2H$, Verschiebung am Balkenende von $v = 0.1H$)

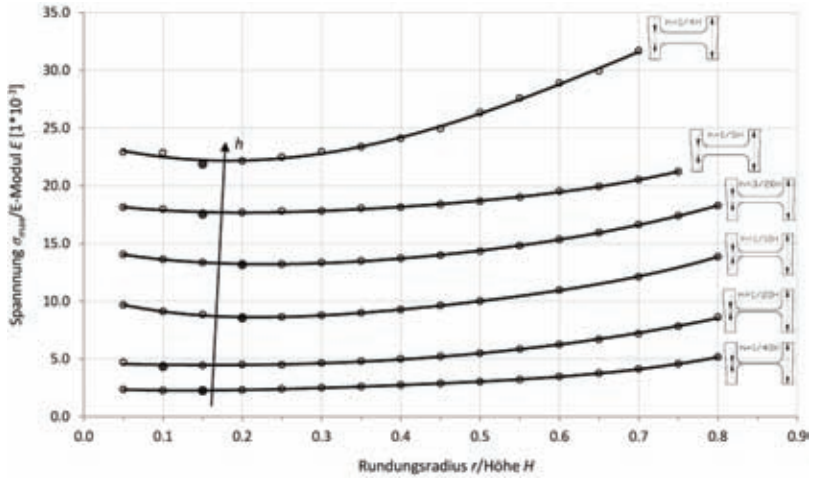


Bild 12: Abhängigkeit der resultierenden Maximalspannung von der Eckenverrundung (optimaler Radius als Punkt hervorgehoben) für verschiedene Gelenkhöhen h (Gelenklänge $l = H$, Verschiebung am Gelenkende von $v = 0.1H$)

Einfluss der minimalen Gelenkhöhe

Die Untersuchung des Einflusses der minimalen Gelenkhöhe wird für die Gelenklänge $l = H$ und folgende Wertebereiche von minimaler Gelenkhöhe und Rundungsradius durchgeführt:

- Variation der minimalen Gelenkhöhe h von $0.025H$ bis $0.25H$,
- Variation des Rundungsradius r von $0.05H$ bis $0.8H$.

Der Zusammenhang der resultierenden maximalen Spannung σ_{max}/E und des Rundungsradius r/H wurde für sechs verschiedene minimale Gelenkhöhen untersucht, siehe Bild 12. Dabei ist nur ein marginaler Trend und keine qualitative Abhängigkeit des optimalen Rundungsradius von der minimalen Gelenkhöhe festzustellen.

Optimaler Rundungsradius

Folgende Schlussfolgerungen lassen sich aus den Untersuchungen zu Konturen mit verrundeten Ecken sowie den Konturvergleich (siehe Tabelle 2) ableiten:

- im Vergleich zu Kreiskonturen kann mit dem optimalen Radius der Eckenverrundung das Spannungs-Auslenkungs-Verhältnis deutlich reduziert, teilweise halbiert, werden,
- der optimale Rundungsradius zeigt eine geringe Abhängigkeit von der Gelenklänge; es lässt sich je nach Gelenklänge ein günstiges Verhältnis von $r/l_G = 0.1..0.2$ verallgemeinern,
- für die Abhängigkeit des optimalen Radius von der minimalen Gelenkhöhe zeigt sich kein beachtenswerter Einfluss.

Laut [18] existiert für Kreiskonturen ein günstiges Verhältnis vom Radius R zur minimalen Steghöhe h_G kleiner als fünf. Der Konturvergleich (Tabelle2) zeigt, dass optimal verrundete Rechteckkonturen, unter Berücksichtigung dieses Verhältnisses bei der Kreiskontur, hinsichtlich der auftretenden Maximalspannungen besser geeignet sind.

Für den nachfolgenden Vergleich verschiedener Konturen und die Ergebnisdiskussion wird die spannungsgünstige, verrundete Kontur mit den Abmessungen $l = H$, $h = 0.1H$ und $r/l_G = 0.1$ (Kontur 6) gewählt.

5 Ergebnisdiskussion für einen Beispielmechanismus

Um die Eignung der – analytisch und FEM-gestützt ermittelten – Konturen zu überprüfen, werden diese exemplarisch für eine Auslenkung des Einzelgelenkes und in einem nachgiebigen Mechanismus untersucht. Hierzu werden die Polynomkontur 4. und 16. Ordnung sowie die approximierte polynomförmige und mit optimal verrundete Kontur mit zwei herkömmlichen Konturen (kreis- und ellipsenförmig) verglichen, siehe Bild 13. Neben der Eignung hinsichtlich des Spannungs-Auslenkungs-Verhältnisses wird auch die Verlagerung der Drehachse betrachtet.

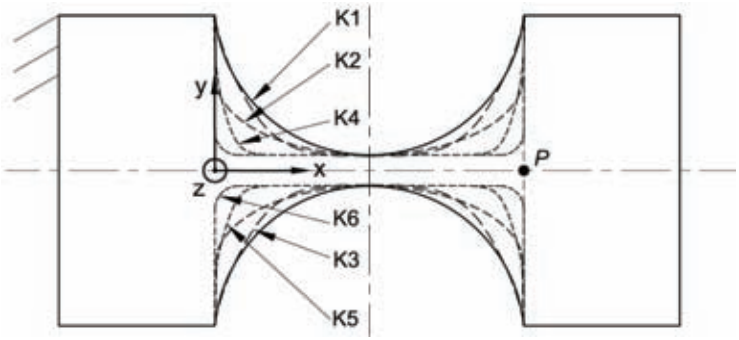


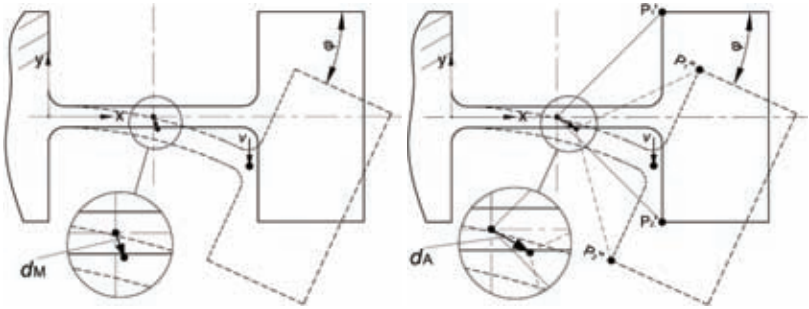
Bild 13: Festkörpergelenk mit den untersuchten Konturen: K1 - Kreiskontur ($R = H$) als Referenzkontur, K2 - Ellipsenkontur ($r_a = 2r_b = H$), K3 - Polynomkontur 4. Ordnung (Gl. 1), K4 -Polynomkontur 16. Ordnung (Gl. 5), K5 - vereinfachte Polynomkontur 16. Ordnung und K6 - Kontur mit optimal verrundeten Ecken ($r = 0.1 l_G$)

Im Hinblick auf eine praktikable Herstellung von Festkörpergelenken mit minimalen Gelenkhöhen im Millimeterbereich werden die Abmessungen der Gelenkkonturen entsprechend $H = 5$ mm skaliert. Es ergeben sich $l_G = H_G = 10$ mm, $b = 5$ mm und $h_G = 1$ mm.

Aufgrund der bei Belastung auftretenden Drehachsenverlagerung können keine diskreten Winkel für das ausgelenkte Segment vorgegeben werden. Deswegen erfolgt die Auslenkung in dieser Untersuchung durch eine vorgegebene Verschiebung des Punktes P mit $v = 0.1H$. Dies entspricht einer Größenordnung von $\varphi \approx 5°$. Die resultierenden Auslenkwinkel werden ausgewertet.

5.1 Modellierung der Drehachsenlage

In der Literatur existieren verschiedene Definitionen, von denen zwei Ansätze für die Untersuchung der Drehachsenverlagerung in diesem Beitrag berücksichtigt werden, siehe Bild 14.



(a) (b)

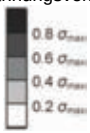
Bild 14: Untersuchte Ansätze zur Modellierung der Drehachsenlage infolge einer Verschiebung *v*: (a) Mittelpunktachsenverlagerung und (b) Drehachsenverlagerung des mit dem bewegten Segment mitgeführten geometrischen Zentrums

Ein einfacher Ansatz zur Ermittlung der momentanen Drehachsenlage ist die Bestimmung der Änderung d_M des tatsächlichen Mittelpunktes (Zentrum) von einer Lage zur anderen nach [19]. In Anlehnung an das Pseudo-Rigid-Body-Modell [11], mit dem die Abweichung eines beliebigen Punktes auf dem bewegten Segment (z. B. P_1) zur idealen Kreisbahnposition bestimmbar ist, wird bei der Methode der Mitführung einer fest mit dem bewegten Segment verbundenen geometrischen Anordnung die Drehachsverlagerung d_A von der Lage P_1‘ zur Lage P_1‘‘ ermittelt [20].

5.2 Konturvergleich

Für den Vergleich der sechs in Bild 13 dargestellten Gelenkkonturen wird das Spannungs-Auslenkungs-Verhältnis, die Mittelpunkt- und Drehachsenverlagerung, der resultierende Auslenkwinkel des bewegten Segmentes sowie die Steifigkeit infolge der Wegauslenkung im Punkt *P* ermittelt, siehe Tabelle 2.

Tabelle 2: Ergebnisse des FEM-basierten Konturvergleiches für eine Verschiebung v = 0.5 mm am Gelenkende ($l_G = H_G$ = 10 mm, B = 5 mm und h_G = 1 mm)

Kontur	**1 - Kreis**	**2 - Ellipse**	**3 - Polynom 4. Ordnung**
Spannungsverlauf 			
Spannung/E-Modul σ_{max}/E [1*10^{-3}]	18.6	13.7	12.9
Mittelpunktachsen-verlagerung d_M [µm]	55.2	70.2	70.1
Drehachsenver-lagerung d_A [µm]	33.3	47.2	44.1
Drehwinkel φ [°]	5.35	5.19	5.23
Steifigkeit [N/mm]	5918.2	4271.2	3557.5
Kontur	**4 - Polynom 16. Ordnung**	**5 - approxim. Polynom von K4**	**6 - optimale Eckenrundung**
Spannungsverlauf 			
Spannung/E-Modul σ_{max}/E [1*10^{-3}]	8.3	9.1	8.9
Mittelpunktachsen-verlagerung d_M [µm]	123.5	123.7	118.2
Drehachsenver-lagerung d_A [µm]	92.5	93.7	86.8
Drehwinkel φ [°]	4.67	4.66	4.74
Steifigkeit [N/mm]	1725.0	1717.4	1829.7

Im Hinblick auf die maximal auftretenden Spannungen sind, im Vergleich der untersuchten Konturen, Kreiskonturen weniger gut geeignet. Eine deutliche Reduzierung des Spannungs-Auslenkungs-Verhältnisses, bis hin zu dessen Halbierung, kann hingegen durch optimal verrundete Rechteckkonturen sowie durch die Anwendung von Polynomfunktionen 16. Ordnung erreicht werden. Für eine geringe Drehachsenverlagerung sind Kreiskonturen in Korrelation zur Steifigkeit am besten geeignet. Bei den spannungsgünstigen verrundeten Konturen und Polynomkonturen höherer Ordnung steigt die Verlagerung über den doppelten Wert. Die zur vereinfachten Herstellung durch Radien angenäherte Polynomkontur zeigt, dass die Approximation komplexer Konturen hinsichtlich der kinematischen Eigenschaften in sehr guter Näherung zulässig ist.

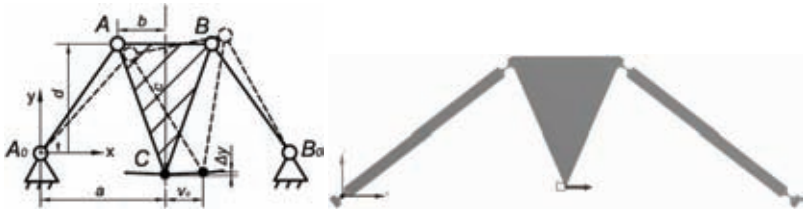
Unter Berücksichtigung der Minimierung beider Zielkriterien, Maximalspannung und Drehachsenverlagerung, zeigen herkömmliche Ellipsenkonturen und Konturen auf Basis biquadratischer Polynomfunktionen besonders günstige Eigenschaften.

Die Auswertung der resultierenden Winkelwerte verdeutlicht, dass die Auslegung von Festköpergelenken für das Kriterium des Spannungs-Auslenkungs-Verhältnisses für Präzisionsanwendungen nicht ohne die Betrachtung der Drehachsenverlagerung erfolgen sollte. Findet die Gelenkauslegung unabhängig von der Anwendung statt, so ist die genaue Kenntnis der Belastungssituation von entscheidender Bedeutung.

5.3 Bewegungsbereich und Geradführungseigenschaften einer monolithischen Lenkergeradführung

Zur Überprüfung der Gelenkformen wird der Einfluss der Aussparungskontur auf den Bewegungsbereich und die Geradführungseigenschaften eines monolithischen nachgiebigen Mechanismus exemplarisch untersucht.

Der Robertssche Lenker bietet eine einfache Möglichkeit zur Erzeugung einer angenäherten Geradführung eines Koppelpunktes durch die Verwendung symmetrischer Gelenkvierecke, siehe Bild 15. Entsprechend dem kinematischen Schema der symmetrischen Doppelkurbel ermöglicht diese Lenkergeradführung bei Beachtung geometrisch günstiger Grundbedingungen der Abmessungen (siehe Gl. 6) eine *Y*-Abweichung des Koppelpunktes *C* im Mikrometerbereich [21], [22].



(a) (b)

Bild 15: Modell des untersuchten Robertsschen Lenkers (a = 187.5 mm, b = 50 mm, c = 100 mm, d = 107.5 mm): (a) kinematisches Schema mit der vorgegebenen Verschiebung v_c in X-Richtung und (b) FEM-Modell des nachgiebigen Mechanismus mit vier Festkörpergelenken nach Bild 13

$$[(a-b)c+bd^2]=4(a+b)(2ab-cd)b \tag{6}$$

Für den Robertsschen Lenker werden in [23] die Vorteile der Verwendung langer Balkengelenke gegenüber Film- und Kerbgelenken hinsichtlich des erreichbaren Bewegungsbereiches beschrieben. Für Anwendungen in der Feinwerk- und Präzisionstechnik sind insbesondere die Geradführungseigenschaften ausschlaggebend.

Zur Untersuchung der Geradenabweichung, des Spannungs-Auslenkungs-Verhältnisses und der Steifigkeit des monolithischen Lenkermechanismus aus Bild 15b werden die vier Festkörpergelenke jeweils mit den Aussparungskonturen K1 bis K6 beschrieben. Die Gelenkmittelpunkte entsprechen den Drehgelenkpunkten A_0, A, B und B_0. Als Randbedingung fungiert eine Verschiebung v_c des Punktes C in X-Richtung. Die Abmessungen des Lenkers sind laut Berechnungsvorschrift so gewählt, dass für den Starrkörpermechanismus eine maximale Geradenabweichung bis 10^{-4} mm resultiert [21].

Der nachgiebige Geradführungsmechanismus erreicht im Vergleich zum idealen Starkörpermechanismus eine ebenfalls geringe Y-Abweichung im Mikrometerbereich, siehe Tabelle 3. Prinzipiell zeigt sich, dass die Aussparungskonturen der Festkörpergelenke einen entscheidenden Einfluss auf die Geradführungseigenschaften des gesamten nachgiebigen

Mechanismus haben. Die Ergebnisse der Konturuntersuchung entsprechen qualitativ der Betrachtung der Einzelgelenke. Kreisgelenke erzeugen die geringste und sehr flache Konturen die höchste Abweichung. Die Polynomkontur 4. Ordnung ist am besten hinsichtlich der Erfüllung beider Kriterien (Minimierung der Spannungen und geringe Geradführungsabweichung) geeignet.

Tabelle 3: Ergebnisse des Konturvergleichs der Gelenke K1 bis K6 (Bild 13) im monolithischen Robertslenker (Bild 15) für eine Verschiebung vc = 10 mm bzw. 20 mm

Kontur	**K1**	**K2**	**K3**	**K4**	**K5**	**K6**
Spannung/E-Modul σ_{max}/E [1*10^{-3}] (v_c = 10 mm)	18.8	14.0	11.8	6.4	6.4	6.0
Steifigkeit [N/mm] (v_c = 10 mm)	6.37	4.74	3.95	2.14	2.13	1.86
Abweichung Δy [µm] (v_c = 10 mm)	3.2	4.7	4.2	8.6	8.6	10.3
Abweichung Δy [µm] (v_c = 20 mm)	12.4	18.7	16.6	34.3	34.3	40.9

Der FEM-basierte Vergleich der Gelenkkonturen am Beispiel des Robertslenkers zeigt, dass sowohl die Wahl der Gelenkabmessungen als auch die Auslegung der Kontur entscheidend von den Zielkriterien abhängt. Die Untersuchungen bestätigen das Potenzial zur Optimierung der Aussparungskontur im Hinblick auf die Reduzierung des Spannungs-Auslenkungs-Verhältnisses und der Drehachsenverlagerung.

6 Zusammenfassung

Dieser Beitrag verdeutlicht das Potenzial von Polynomkonturen als alternative Gelenkform für prismatische Festkörpergelenke. Es werden die Vorteile eines erhöhten Bewegungsbereiches für eine Kontur, basierend auf einer analytisch ermittelten biquadratischen Polynomfunktion, präsentiert. Mithilfe von FEM-Simulationen wird zudem gezeigt, dass der optimale Grad für das kleinste Spannungs-Auslenkungs-Verhältnis einer Polynomfunktion im Bereich der 16. Ordnung liegt.

Im Hinblick auf eine erleichterte Herstellung komplexer Gelenkformen wird die Möglichkeit der Approximation beliebig optimierter Konturen durch Radien aufgezeigt. Zudem erweisen sich rechteckförmige Konturen mit optimal verrundeten Ecken als besonders spannungsgünstig, wobei ein Verhältnis von Rundungsradius zu Gelenklänge von 0.1 verallgemeinert werden kann.

Unter Berücksichtigung des zusätzlichen Kriteriums einer geringen Drehachsenverlagerung erweisen sich polynomförmige Aussparungen auf Basis biquadratischer Funktionen als besonders günstig. Der Vergleich der gefundenen Gelenkkonturen bestätigt die verbesserten Geradführungseigenschaften eines monolithischen Robertslenkers bei vergleichbarem Bewegungsbereich.

Literatur

[1] Christen, G. & Pfefferkorn, H. (1998). Nachgiebige Mechanismen: Aufbau, Gestaltung, Dimensionierung und experimentelle Untersuchung, *VDI-Berichte Nr. 1423 1998* (S. 309–329).

[2] Raatz, A. (2006). *Stoffschlüssige Gelenke aus pseudo-elastischen Formgedächtnislegierungen in Pararellrobotern*. Dissertation, TU Braunschweig.

[3] Ivanov, I. & Corves, B. (2010). Flexure hinge-based parallel manipulators enabling high-precision micro manipulations, *Proceedings of the 1st Workshop on Microactuators and Micromechanisms MAMM*.

[4] Böttcher, F., Christen, G. & Pfefferkorn, H. (2001). Structure and function of joints and compliant mechanisms, *Motion systems 2001* (S. 30–35).

[5] Modler, K.-H. & Modler, N. (2008). Aktive textilverstärkte Nachgiebigkeits-mechanismen (A-TNM), *Getriebetechnik 2009* (S. 197–208).

[6] Bellouard, Y., Said, A. & Bado, P. (2005). Integrating optics and micro-mechanics in a single substrate: a step toward monolithic integration in fused silica. *Opt Express, 13* (17), 6635-6644.

[7] Li, Y. & Xu, Q. (2008). Design of a New Decoupled XY Flexure Parallel Kinematic Manipulator with Actuator Isolation, *Proceedings of the IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems* (S. 470–475).

[8] Mäuselein, S. (2009). *Untersuchungen an Silizium-Verformungskörpern für die Anwendung in der Präzisions-Kraftmess- und Wägetechnik*. Dissertation, TU Ilmenau.

[9] Jungnickel, U. (2004). *Miniaturisierte Positioniersysteme mit mehreren Freiheitsgraden auf der Basis monolithischer Strukturen*. Dissertation, Universität Darmstadt.

[10] Xu, P., Yu, J., Zong, G. & Bi, S. (2008). The Stiffness Model of Leaf-Type Isosceles-Trapezoidal Flexural Pivots. *Journal of mechanical design / publ. bimonthly by the American Society of Mechanical Engineers, 130* (8), 82303.

[11] Jensen, B. D. & Howell, L. L. (2002). The modeling of cross-axis flexural pivots. *Mechanism and Machine Theory, 37* (5), 461-476.

[12] Henein, S. (2010). Flexures: simply subtle. *Diamond Light Source Proceedings, 1* (6).

[13] Bona, F. De & Munteanu, M. G. (2005). Optimized Flexural Hinges for Compliant Micromechanisms. *Analog Integrated Circuits and Signal Processing, 44* (2), 163-174.

[14] Vallance, R. R., Haghighian, B. & Marsh, E. R. (2008). A unified geometric model for designing elastic pivots. *Precision Engineering, 32* (4), 278-288.

[15] Zelenika, S., Munteanu, M. G. & Bona, F. De. (2009). Optimized flexural hinge shapes for microsystems and high-precision applications. *Mechanism and Machine Theory, 44* (10), 1826-1839.

[16] Linß, S., Erbe, T., Grinevich, D. & Zentner, L. (2010). An approach on model-based shape optimization of compliant mechanisms, *Proceedings of 15th International Conference. Mechanika* (S. 271–276).

[17] Linß, S, Erbe, T. & Zentner, L. (2011). On polynomial flexure hinges for increased deflection and an approach for simplified manufacturing, *Proceedings of 13th World Congress in Mechanism and Machine Science*

[18] Henein, S. (2011). *Tutorial on the design of flexure-mechanisms: Flexures: simply subtle,* Neuchâtel.

[19] Lobontiu, N., Paine, J. S. N., Garcia, E. & Goldfarb, M. (2001). Corner-Filleted Flexure Hinges. *Journal of mechanical design / publ. bimonthly by the American Society of Mechanical Engineers, 123* (3), 346-352.

[20] Zelenika, S. & Bona, F. De. (2002). Analytical and experimental characterisation of high-precision flexural pivots subjected to lateral loads. *Precision Engineering, 26* (4), 381-388.

[21] Wunderlich, W. & Volmer, J. (1957). Zur angenäherten Geradführung durch symmetrische Gelenkvierecke. *Maschinenbau-Technik, 6* (4) 238–240

[22] Wazan, S. (2005). *Rechnergestützte Untersuchung und Auswahl von Koppelmechanismen für Geradführungen*. Dissertation, TU Ilmenau.

[23] Pavlovic, N. T. & Pavlovic, N. D. (2005). Mobility of the compliant joints and compliant mechanisms. *Theoretical Applied Mechanics, 32* (4), 341-357.

Über drei Getriebe von Karl Hoecken aus Berlin – im Nachgang betrachtet und neu berechnet

Dr.-Ing. Hanfried Kerle
Braunschweig

Kurzfassung

Nach dem Ableben Wilhelm Hartmanns im Jahre 1922, dem direkten Nachfolger Franz Reuleaux´s am Lehrstuhl für Getriebelehre der TH Berlin-Charlottenburg, gehörte Karl Hoecken von 1930 bis 1934 zu den Interims-Lehrstuhlinhabern, bis Hermann Alt aus Dresden im Jahre 1939 endgültig den Lehrstuhl übernahm. Von Hoecken erhalten wir einen begrenzten Einblick in die berühmte Reuleaux-Getriebemodellsammlung; darüber und über einige Beiträge Hoeckens zur Getriebetechnik soll hier anhand dreier Beispiele im historischen Rückblick berichtet werden.

Abstract

After the death of Wilhelm Hartmann in 1922, the direct successor of Franz Reuleaux on the Chair of Kinematics at the TH Berlin-Charlottenburg, there was a row of intermediate professors until Hermann Alt from Dresden finally got the chair in 1939. Karl Hoecken belonged to this row of intermediate professors between 1930 and 1934. Looking through Hoecken´s estate we can have a limited insight into the famous mechanism model collection of Reuleaux. This paper contains some aspects of this collection; at the same time it is a historical review of Hoecken´s contribution in the field of kinematics by evaluating three of Hoecken´s linkages.

1 Einführung

Wer war *Karl Hoecken*? Welchen nachhaltigen Bezug hatte er zur Getriebelehre? Wie war sein wissenschaftlicher Werdegang bzw. Lebenslauf? Diese Fragen stellten sich dem Verfasser des vorliegenden Beitrags, als er vor drei Jahren eine erste Durchsicht des Inhalts zweier Kartons voller Bilder, Skizzen und Aufsätze Karl Hoeckens vornahm. Aus seiner eigenen Studienzeit an der TH Braunschweig waren dem Verfasser einige (angenäherte) Geradführungen von Hoecken bekannt. Inzwischen haben sich einige Einblicke in das Lebenswerk Hoeckens ergeben, wenn auch noch nicht alle Fragen in diesem Zusammenhang beantwortet werden konnten und Antworten zum Teil durch schlüssige Vermutungen aus Eckdaten in Zeitdokumenten ersetzt werden mussten.

Karl Hoecken wurde am 31. Mai 1874 in Berlin geboren. Zum Ende des letzten Krieges zog er mit seiner Familie nach Braunschweig, wo er spätestens im Jahre 1963 im Alter von 89 Jahren verstarb. Aus den in Berlin und Braunschweig vorliegenden Dokumenten geht außerdem hervor, dass er in Berlin Angewandte Mathematik bzw. Geodäsie studierte und sich mit Nomographie und Instrumentenbau beschäftigte. Von 1909 bis 1914 erhielt Hoecken eine leitende Stelle bei der Firma „Optische Anstalt C. P. Goerz AG“ in Berlin-Friedenau und war danach von 1920 bis 1924 in Amsterdam tätig. Bei der Fa. Goerz entwickelte er u.a. Komponenten für mechanische Rechenmaschinen, worauf ein Beitrag „Die Rechenmaschinen von Pascal bis zur Gegenwart, unter besonderer Berücksichtigung der Multiplikationsmechanismen“ im 106. Sitzungsbericht der Berliner Mathematischen Gesellschaft vom 26. Feb. 1913 hinweist. In diesem Zusammenhang muss sein Interesse für die Getriebelehre geweckt worden sein. Im Jahre 1925 trug er in Berlin zum Thema „Steigerung der Wirtschaftlichkeit durch zweckmäßige Anwendung der Getriebelehre“ vor; dieser Vortrag wurde 1926 in der Zeitschrift „Werkstattstechnik“ veröffentlicht. An der TH Berlin gab es zu dieser Zeit keinen berufenen Fachvertreter für die Getriebelehre, sondern entweder eine Vakanz oder einen kommissarischen Leiter für den Lehrstuhl für Getriebelehre. Der Lehrstuhlinhaber war fast immer auch zugleich Vorsteher der „Kinematischen Reuleaux- Sammlung“ im Sockelgeschoß (Westflügel) des Hauptgebäudes (Bild 1).



Bild 1: Hauptgebäude der TH Berlin um 1900

Wilhelm Hartmann (1853-1922), der direkte Nachfolger *Franz Reuleaux´s* (1829-1905) war 1922 verstorben, ein Nachfolger noch nicht gefunden. Im Jahre 1928 wurde der Hannoveraner *Rudolf Franke* (1870-1962) Vorsteher der Reuleaux-Sammlung, jedoch zunächst nur bis 1930. Franke war 1922 zum ordentlichen Professor für Fermeldetechnik und Feinmechanik, einem Mischfach aus den Disziplinen Elektrotechnik und Maschinenbau, an die TH Berlin berufen worden und hatte inzwischen mit dem Aufbau einer eigenen „Sammlung für Werk- und Gerätebau der Feinmechanik und Fermeldetechnik“ begonnen. Franke war zugleich ein Anhänger der Getriebesystematik Reuleaux´s und hat eine „vergleichende Schalt- und Getriebelehre“ entwickelt, über die er am 11. Nov. 1929 anlässlich des 100. Geburtstages von Franz Reuleaux berichtete [1, 2].

Im Jahre 1930 erhielt der 56jährige Oberingenieur Karl Hoecken laut Vorlesungsverzeichnis 1930/31 der TH Berlin den Auftrag, sowohl im Wintersemester 1930/31 als auch im Sommersemester 1931 die jeweils zweistündigen Vorlesungen „Aufbau und Systematik der Getriebe“ und „Bewegungslehre (Phoronomie) und Getriebelehre“ zu halten. Gleichzeitig wird er Vorsteher der Reuleaux-Sammlung. Seine letzten, jetzt vierstündigen Vorlesungen „Getriebelehre (Bewegungsgeometrische Untersuchung und systematischer Aufbau der Getriebe)“ hält Hoecken im Wintersemester 1933/34 und im Sommersemester 1934. Danach verlässt er die TH Berlin, die seit der Machtergreifung Hitlers zusehends von den Nationalsozialisten beeinflusst wird, dies gilt auch für andere Hochschulen/Universitäten in Deutschland. Rudolf Franke übernimmt in den letzten Jahren seiner

Hochschultätigkeit bis 1935 und sogar als Emeritus über 1935 hinaus die Leitung und Lehraufgaben des Lehrstuhls für Getriebelehre. Danach erscheint *Hermann Alt* (1889-1954) aus Dresden an der TH Berlin, zunächst als apl. Professor und seit 1939 als ordentlicher Professor und Leiter des Instituts für Getriebetechnik, Verarbeitungsmaschinen und Feinmechanik und Vorsteher der Reuleaux-Sammlung. Einem Disput über die Priorität von Arbeiten und „Gedanken" zur Erzeugung von Rasten durch Koppelgetriebe [3] – anlässlich der Getriebetagung 1926 zum ersten Mal erwähnt – ist zu entnehmen, dass Alt und Hoecken ein angespanntes Verhältnis zueinander hatten. Über Hoeckens Tätigkeit und Wohnort nach 1934 ist dem Verfasser bis heute kaum etwas bekannt. Im Jahre 1938 muss Hoecken sehr wahrscheinlich noch in Berlin gewohnt haben [4]. Danach taucht er in den Unterlagen des Verfassers erst wieder in Braunschweig als Prof. K. Hoecken auf, wo er am 30. Aug. 1946 einen Antrag an den Rektor der TH Braunschweig richtete und um die Erteilung eines Lehrauftrags für das Gebiet „Ausgewählte Kapitel aus der Zwanglaufmechanik" nachsuchte. Sein Antrag wurde abgelehnt.

2 Karl Hoecken und Franz Reuleaux

Karl Hoecken hat seine relativ kurze Zeit von 1930 bis 1934 als Lehrer und Forscher auf dem Lehrstuhl für Getriebelehre der TH Berlin intensiv und effizient genutzt. Ein großer Teil seiner Veröffentlichungen zur Getriebelehre stammt aus dieser Zeit, während in der Zeit davor sein Schaffen durch eine Vielzahl von Patenten geprägt ist, ein typisches Merkmal, welches auf seine Industrietätigkeit hinweist.

Als Vorsteher der Reuleaux-Sammlung begann Hoecken mit einer Inventur sämtlicher Modelle und sonstiger Hilfsmittel in dieser Sammlung. Es gab einen mit Schreibmaschine geschriebenen Textteil und einen Bildteil, der aus den Kopien von Modellbildern der in Berlin ansässigen Firma des Modellbauers *Gustav Voigt* bestand [5] (Bild 2).

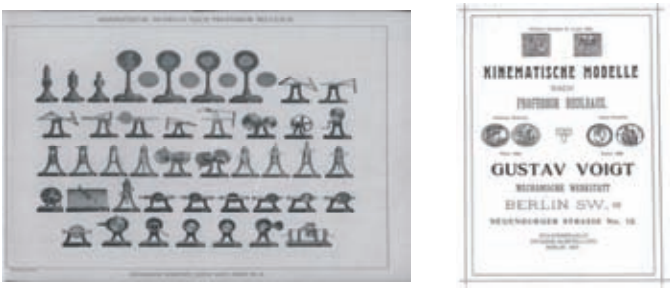


Bild 2: Deckblatt und erste Bildseite des Voigt-Katalogs von 1907

Die Modellbilder im Voigt-Katalog tragen die Kurzbezeichnungen, die Reuleaux benutzte, z.B. D.1. für die zentrische Schubkurbel. Wahrscheinlich führte schon Wilhelm Hartmann, der die Reuleaux-Sammlung 25 Jahre lang betreute, ein neues Nummernsystem mit Klebeschildern ein und nahm zugleich eine Klassifizierung der Modelle vor, beispielsweise

- Gruppe 0 001-043 Elementenpaare (Gelenke) und viergliedrige Getriebe
- Gruppe 1 101-156a Zeichenhilfsgeräte und mathematische Instrumente
- Gruppe 2 201-234 Einfache Werkzeugmaschinen
- Gruppe 3 301-348 Lenker/Geradführungen
- ….
- Gruppe 19 1901-1915 Zugmittelgetriebe

Hoecken schrieb die neuen Nummern, die bereits auf Klebeschildern an den Gestellen der Modelle angebracht waren, an die Bildkopien des Voigt-Katalogs. Die neue Nummerierung wird durch entsprechende Bilder in zwei AWF/VDMA-Katalogen zur Leipziger Messe 1928 und 1929 bestätigt [6, 7]. Hoecken merkt zudem in einem Nachtrag aus dem Jahre 1931 an, dass

1. einige Modelle wegen Unbrauchbarkeit oder Platzmangels aus der Sammlung entfernt und
2. einige Modelle neu beziffert wurden sowie
3. die Sammlung um einige Modelle erweitert wurde.

Der Hoecken-Nachtrag endet mit der Auflistung von 23 Modellen der neu eingeführten Gruppe 20 „Freiheitsgrade“. Hoecken nutzt seine Inventarliste gleichzeitig zur Kennzeichnung der auf ihn zurückgehenden Getriebemodelle. Auf einer Zusatzliste „Hoecken“ sind 26 Modelle aufgeführt, davon ist lediglich eine Hälfte in der Reuleaux-Sammlung zu finden, einige Modelle der zweiten Hälfte befinden sich an Lehrstühlen der Hochschulen in Berlin, Karlsruhe, Danzig und München, andere wiederum bei Industriefirmen. Diese Kontakte zur Industrie gingen auf seine vorherige Tätigkeit als Instrumentenbauer zurück. Mit Bildern von Modellen, die den großen Praxisbezug der Getriebelehre belegten, warb er für den Besuch seiner Vorlesungen.

3 Drei Getriebe von Karl Hoecken

Im Folgenden sollen drei Getriebe vorgestellt und näher untersucht werden, die mit dem Namen Karl Hoecken verbunden sind.

3.1 Ellipsenzeichner

Ellipsenzeichner, auch *Ellipsographen* oder *Ellipsenzirkel* genannt, waren zur Zeit Hoeckens begehrte mathematische Instrumente, um bei der bildlichen Darstellung von Objekten, z.B. im Maschinenbau, die Projektion von Kreisen zu erhalten. Sie lassen sich alle auf die Parameterdarstellung der Ellipse $x = a \cdot \cos\varphi$ und $y = b \cdot \sin\varphi$ mit den Halbachsen a und $b < a$ zurückführen [8]. Die wohl bekannteste Art, eine genaue Ellipsen-Punktführung zu erzeugen, ist die Nutzung der Kardanbewegung, die getriebetechnisch am einfachsten mit Hilfe eines rechtwinkligen Doppelschiebers (feststehende Kreuzschleife) erreicht werden kann (Bild 3). Mit Hilfe einer „Zapfenerweiterung“ für die beiden Drehgelenke in A und B der Gleitsteinmitten lassen sich die Gleitsteine ersetzen. Die Mittelpunkte A und B der „Zapfen“ bewegen sich dann linear auf den Koordinatenachsen x bzw. y. Dieser so entstehende Ellipsenzeichner wird „Farey´scher Ellipsograph“ genannt [9].

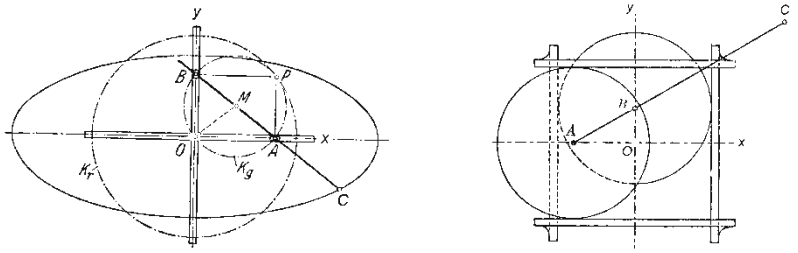
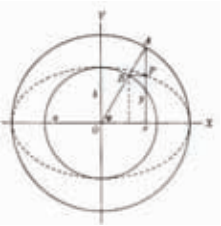


Bild 3: Kardanbewegung mit Doppelschieber: a) Gleitsteine mit Drehgelenken in A und B, b) Zapfenerweiterung in A und B („Farey´scher Ellipsograph“)

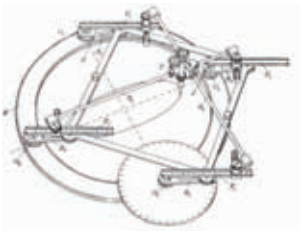
Jeder Punkt C auf der schiebergesteuerten Geraden AB beschreibt eine Ellipse. Das ebenfalls verwendbare „Ersatzgetriebe“ besteht aus zwei Kreisen, die als Polbahnen des Doppelschiebers aufeinander abrollen: der Gangpolkreis K_g mit dem Radius r_g =AB/2 rollt innerhalb des Rastpolkreises K_r mit dem Radius r_r = AB ab. Dabei beschreibt jeder Punkt des Gangpolkreises eine Ellipse mit den Halbachsen a = BC und b = AC. Mit Hilfe der Doppelschleife als kinematische Umkehrung des Doppelschiebers entstehen die sog. „Ovalwerke“, bei denen jetzt jeder feste Punkt des Gestells (Werkzeug) gegenüber der Koppelebene (Werkstück) mit den zwei senkrecht aufeinander stehenden Gleitbahnen für die jetzt in A und B drehbar gelagerten Schieber eine Ellipse beschreibt [9, 10]. Schon *Leonardo da Vinci* (1452-1519) waren das Ovalwerk als „Ellipsendrehbank“ auf der Basis der Doppelschleife bekannt; Franz Reuleaux erläutert die Funktion des Ovalwerks als „rotirende Kreuzschleife“ im ersten Band seines Lehrbuchs der Kinematik und noch heute kümmert sich *Johannes Volmer* aus Chemnitz um das „Ovaldrehen in der Holzkunst“ mit Hilfe von Ovalwerken (vgl. dazu den Vortrag von *Reinhard Braune* zum Ehrenkolloquium „Johannes Volmer“ anlässlich seines 80. Geburtstages im Februar 2010 an der TU Chemnitz).



a)



b)

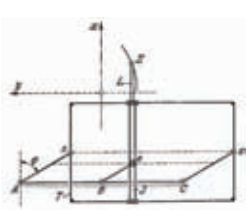


c)

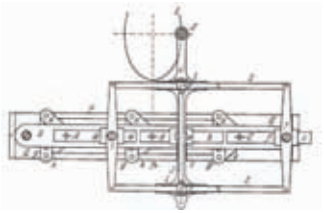
Bild 4: Hoecken-Parallelkurbelgetriebe zum Zeichnen von Ellipsen

Hoecken entwickelte zunächst aus dem Doppelschieber ein „übergeschlossenes Getriebe“, welches nur für besondere Abmessungen umlauffähig ist (Bild 4) [11, 12]. Dieses Getriebe besitzt statt der Koppel AB einen „Kreuzschlitten“ und sorgt dafür, dass für den Mittelpunkt P (Zeichenstift) des Kreuzschlittens in der x-y-Ebene stets die Ellipsengleichung $(x/a)^2 + (y/b)^2 = \cos^2\varphi + \sin^2\varphi = 1$ entsprechend Bild 4a erfüllt ist. Als Antrieb wirken zwei gleichartige Parallelkurbelgetriebe, die einen quadratischen Rahmen in der x-y-Ebene kreisparallel führen. Die Stäbe S_1 und S_2 des Kreuzschlittens sind über die ebenfalls parallelen Kurbeln O_1A_1 = a und O_2B_2 = b mit dem Rahmen über Drehgelenke verbunden (Bild 4b). Bild 4c zeigt eine mechanische Ausführung des Ellipsenzeichners. Dabei erfolgt die Einstellung der Halbachsen a und b durch Verschiebung der drehbar gelagerten Endpunkte der beiden Stäbe S_1 und S_2 längs einer Teilung, welche auf den Kurbeln O_1A_1 und O_2B_2 angebracht ist. Die Schieber mit den Drehzapfen können durch Klemmschrauben fixiert werden. Weiterhin ist es möglich, um den Mittelpunkt einer der vier Kurbeln, von denen eine anzutreiben ist, eine Kreisteilung anzubringen, so dass für jeden Wert des sog. exzentrischen

Winkels φ sogleich der zugehörige Ellipsenpunkt P gefunden werden kann. Es ist interessant zu vermelden, dass das alte Hoecken-Patent in einem neuen Buch über Geometrie und ihre Anwendungen zwar erwähnt und skizziert, jedoch unzureichend beschrieben wird [13].



a)



b)



c)

Bild 5: Hoecken-Ellipsenzeichner mit drei Parallelkurbeln

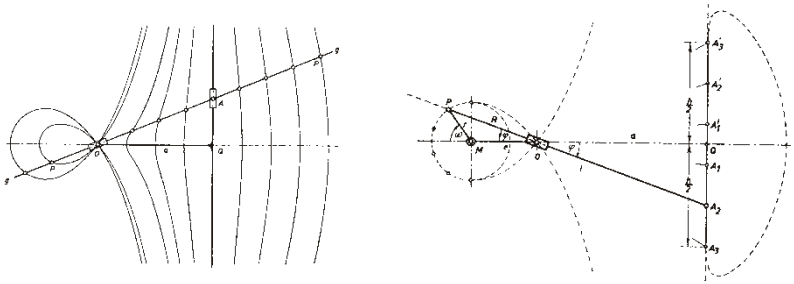
Hoecken entwickelte 24 Jahre später eine Variante seines oben beschriebenen Ellipsenzeichners, welche nur noch drei Kurbeln benötigt, die überdies in gerader Linie auf dem Gestell angeordnet sind [14]. Dadurch ergibt sich sogar die Möglichkeit, den Ellipsenzeichner mit dem Horizontallineal des x-y-Zeichenkopfes einer Zeichenmaschine zu verbinden (Bild 5). Die Variante besteht aus dem Parallelkurbelgetriebe *ACss* (Bild 5a [8]), der in den Drehgelenken *s* den rechteckigen Rahmen *T* trägt. Die Kurbel *Be* ist ebenfalls parallel zu den Kurbeln *As* und *Cs*, der Punkt *B* ist Mittelpunkt der Gestellstrecke *AC*. Der Antrieb der Kurbel *As* sorgt für die Bewegung des Zeichenstifts *S* in x-Richtung, der Antrieb der Kurbel *Be* für die Bewegung von *S* in y-Richtung, und es ist *As* = Halbachse a und *Be* = Halbachse b. Diese Werte sind einstellbar. Bild 5b zeigt eine Konstruktionsskizze des Ellipsenzeichners. Die drei in *A*, *B* und *C* gelagerten, doppelt gekröpften Kurbeln *K* sind nicht allein über die Koppel *P*

verbunden, sondern zusätzlich über drei senkrecht zu *K* fixierte Kurbeln *k* einer zweiten Koppel *p*, um die Verzweigungslagen zu überwinden. Um *A*, *B* und *C* drehen auch die prismatischen Arme *a*, *b* und *c*, auf denen die Schieber *d*, *e* und *f* sich bewegen und arretiert werden können. Über die Schieber *d* und *f* lässt sich die Halbachse a der zu zeichnenden Ellipse in x-Richtung einstellen. Die Kappen der Klemmschrauben *s* auf *d* und f dienen zugleich zum manuellen Antrieb des Ellipsenzeichners. Auf den Schiebern d und *f* ist der bereits erwähnte rechteckige Rahmen *T* drehbar gelagert. Dieser Rahmen trägt einen Läufer *L*, der bei der Parallelkurbelbewegung (Kreisschiebung) gegenüber dem Rahmen durch den auf dem Arm *b* gleitenden Schieber *e* bewegt werden kann, unabhängig von der Schiebereinstellung *d* und *f*. Dazu besitzt *e* noch einen Gleitstein, der in eine (hier unsichtbare) Nut unterhalb des Läufers *L* eingreift. Der Schieber *e* ist ebenfalls einstell- und fixierbar und gibt die Halbachse b der zu zeichnenden Ellipse in y-Richtung vor. Eine Doppelverzahnung oben und unten mit Ritzel *z* und Zahnstange *Z* sorgt dafür, dass die Rechteckform des Rahmens beim Zeichnen aufrechterhalten und der Abstand der Schieber *d* und *f* gleich dem Abstand der äußeren Gestellgelenke *A* und *C* bleibt. Mit dem so beschriebenen Ellipsenzirkel können Ellipsen in einem Zug gezeichnet werden. Bild 5c zeigt die funktionsfähige technische Ausführung des Ellipsenzeichners.

3.2 Konchoidenlenker als Geradführungsgetriebe

Aus getriebesystematischer Sicht stellt der *Konchoidenlenker* eine viergliedrige, *zentrische Winkelschleife* oder *Schubschleife* dar. Mit diesem Getriebe lassen sich Geradführungen eines Punktes A auf seiner zugeordneten Koppelkurve realisieren. Bei dem in Bild 6a dargestellten Getriebe gleitet das Koppelglied als Gerade gg ständig durch den festen Schleifengelenkpunkt O, während gleichzeitig der Schubgelenkpunkt A auf einer im Abstand a von O festen Geraden durch Q geführt wird. Die Schubrichtung des Punktes A steht senkrecht auf der Symmetrieachse durch O und Q, letztere bildet zugleich die x-Achse eines rechtwinkligen Koordinatensystems. Jeder Punkt P auf der Koppelgeraden gg beschreibt eine *Konchoide* oder *Muschelkurve*. Liegt insbesondere P auf der von OA abgewandten Seite, so enthält die Konchoide eine Schleife. Hoecken wählt nun eine Schleife aus, die innerhalb eines größeren Bereichs durch einen

Kreisbogen um den Mittelpunkt M auf der x-Achse mit dem Radius r angenähert werden kann (Bild 6b). Dadurch entsteht eine *zentrische, schwingende Kurbelschleife* als „Ersatzgetriebe“ oder eine sog. *Lenkergeradführung*, bei welcher der Gleitstein in A entfallen kann, da seine



a) b)

Bild 6: Zentrische Schubschleife mit Konchoiden-Koppelkurven (a) und daraus abgeleitete zentrische Kurbelschleife (b) als Konchoidenlenker

Bahnkurve teilweise eine angenäherte Gerade beschreibt, die senkrecht auf der x-Achse steht [15]. Mit Hilfe der *Tschebyschew´schen Approximationstheorie* [16] und unter Berücksichtigung der Tatsache, dass alle Koppelkurven dieser Kurbelschleife zur x-Achse symmetrisch sind, ermittelte Hoecken die Abmessungen dieses Getriebes für eine angenäherte Geradführung durch *sechs endlich benachbarte Punkte* bei vorab festgelegtem Bezugswert a = OQ = 100 Längeneinheiten (LE), nämlich

$e = OM = 38{,}6378$ $\qquad$ $h = A_3A_3' = 120{,}7658$

$l = AP = 161{,}9516$ $\qquad$ $r = MP = 23{,}3341$

Die sechs Schnittpunkte der Koppelkurve des Punktes A mit der Geraden AQ sind äquidistant im Abstand h/5, vgl. Bild 6b. Hoecken gibt als maximale Abweichung seiner Geradführung in ihrer Mitte den Wert 0,0203 an. Um seine Theorie zu stützen, baute Hoecken auch zwei kompakte Modelle der Lenkergeradführung zu Demonstrationszwecken (Bild 7).



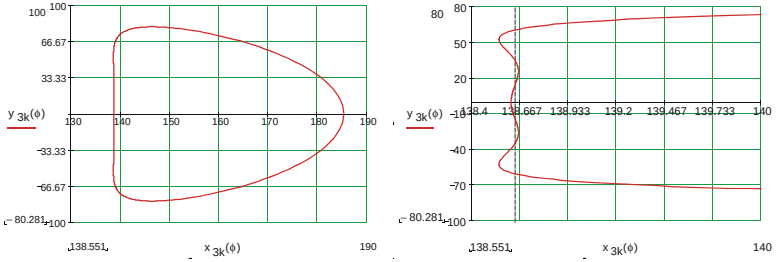
a) b)

Bild 7: Zwei Kochoidenlenker als Hoecken-Modelle: Originalform (a) und abgeleitete Form (b)

Volmer beschäftigte sich 22 Jahre später mit demselben Problem und lieferte Auslegungsdiagramme für die zentrische Kurbelschleife als Lenkergeradführung, die kurze Zeit später den Kern der Richtlinie VDI 2137 des VDI-Ausschusses „Ebene Kurbelgetriebe“ unter der Obmannschaft von *Kurt Hain* bildeten [17, 18]. *Robert Kraus* kam auf andere Weise mit geringerem Rechenaufwand zu ähnlichen Werten wie Hoecken [19]. Auch *Walther Meyer zur Capellen* interessierte sich für das Thema „Geradführung durch eine zentrische Kurbelschleife“. Er betrachtete allerdings den Fall, dass die Koppelkurve des Punktes A in der Mitte der Geradführung durch *sechs unendlich benachbarte Punkte* geht, d.h. dort eine *sechspunktig berührende Tangente* besitzt [20]. Der Kurbelkreis mit dem Radius r wird damit zum sechspunktig berührenden Krümmungskreis in der Symmetriestellung. Schließlich vergleicht *Karl Karas* im Jahre 1964 beide Verfahren und erweitert diese durch eigene Verfahren, welche ein- und zweiparametrige Scharen von Lenkergeradführungen auf der Basis zentrischer Kurbelschleifen liefern [21].

Es ist zu beachten, dass die mathematischen Hilfsmittel, die damals Karl Hoecken als demjenigen zur Verfügung standen, der sich als Erster von den aufgeführten Getriebetechnikern mit dem beschriebenen Problem der Lenkergeradführung beschäftigte, hauptsächlich Tafeln für trigonometrische Funktionen und Logarithmen waren und Ergebnisse mit vier Nachkommastellen – wie hier gezeigt – nur über aufwändige Interpolationen und Iterationen zu erlangen waren. Der Rechenschieber gehörte zwar ebenfalls zu den mathematischen Hilfsmitteln, jedoch waren die Anzahl der

Funktionalitäten und die Genauigkeit sehr begrenzt. Wir können heute mit Hilfe rechnergestützter und preisgünstiger Geometrie- und Mathematikprogramme die Ergebnisse solcher Pionierarbeiten für die Getriebetechnik nachrechnen und beurteilen. Die folgenden Bewegungsdiagramme für den Konchoidenlenker nach Hoecken wurden auf der Basis der Analysegleichungen in Matrizenschreibweise (Kurbelschleife, Typ I) nach *Kurt Luck* mit Hilfe des Programms „Mathcad 11“ ermittelt [22].



a) b)

Bild 8: Konchoidenlenker-Koppelkurve nach Hoecken:
a) Gesamtüberblick, b) Detaildarstellung um die Auslegungsachse $x_{3k} = x_g$ (gestrichelte Linie)

Bild 8a zeigt die Koppelkurve des Punkts A ≡ P_{3k} = (x_{3k}, y_{3k}) mit dem angenäherten Geradenteil bei $x_{3k} = x_g = a + e = 138{,}6378$ LE. Die Länge dieses Geradenteils in y-Richtung beträgt $h = 120{,}7658$ LE zwischen den beiden zur x-Achse symmetrisch liegenden äußeren Schnittpunkten der Koppelkurve mit der Geraden $x_{3k} = x_g$. Einzelheiten sind dazu in Bild 8b bei geändertem Zeichenmaßstab in x-Richtung zu erkennen. Die Genauigkeit der Geradführung lässt sich anhand der Abweichungsfunktion $d(\varphi) = x_{3k}(\varphi) - x_g$ überprüfen (Bild 9). Der Winkel φ ist der Kurbeldrehwinkel, gezählt ab der x-Achse im Gegenuhrzeigersinn. Als Ergebnis wird der von Hoecken angegebene Wert -0,0203 LE in der Mitte der Geradführung bei $\varphi = 180°$ bis auf das Vorzeichen bestätigt; die größte, von Hoecken nicht ermittelte Abweichung zu den Rändern des Abschnitts der Geradführung hin beträgt allerdings -0,0867 innerhalb des vorgegebenen Kurbelwinkelbereichs $90° \leq \varphi \leq 270°$.

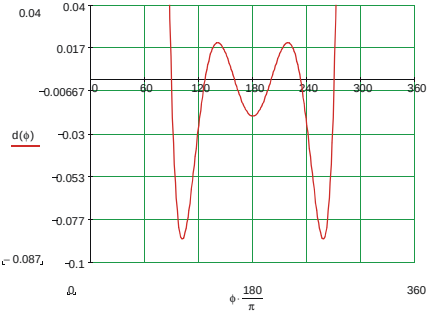


Bild 9: Abweichungsfunktion d(φ) des Konchoidenlenkers als Abweichung von der Auslegungsachse $x_{3k} = x_g = a + e$

3.3 Sechsgliedriges Koppelrastgetriebe

Die Erzeugung von Bewegungsabläufen mit Rasten bedeutet in kinematischer Hinsicht, Abtriebsglieder eines Getriebes während einer vorgeschriebenen Zeit stillstehen zu lassen. Das Abtriebsglied läuft dabei fortlaufend um. Bei zwangläufigen Getrieben verharrt das Abtriebsglied in einer *Rast*, die mindestens durch die Nullwerte der Winkelgeschwindigkeit und der Winkelbeschleunigung (meistens gegenüber dem Gestell) gekennzeichnet ist. In den *Umkehrlagen*, d.h. in den *Totlagen* des Abtriebsglieds, ist die Winkelgeschwindigkeit zwar auch null, aber nicht die Winkelbeschleunigung. Die mit Koppelgetrieben erzeugten Rasten sind in der Regel nur angenähert, d.h. die erwähnten Nullwerte von Winkelgeschwindigkeit und Winkelbeschleunigung für das Abtriebsglied werden nur annähernd bzw. im Mittel erreicht.

Umfassende differentialgeometrische Untersuchungen zu den Koppel- oder Gelenkgetrieben als Rastgetriebe sind bei Alt zu finden, der den Stand der Technik über Rastgetriebe mit bis zu acht Gliedern im Jahre 1932 beschreibt [23, 24]. Auch Meyer zur Capellen beschäftigt sich eingehend mit der Theorie der Bahnkurven-Rastgetriebe und benutzt dazu die komplexen Zahlen [25]. Im Jahre 1980 gab der VDI auf Anregung von Hain ein VDI-Forschungsheft mit dem Fokus auf Gelenkrastgetriebe heraus. In der Einleitung zu diesem Forschungsheft lieferte Hain eine Systematik für sechsgliedrige Gelenkrastgetriebe (Bild 10) [26].

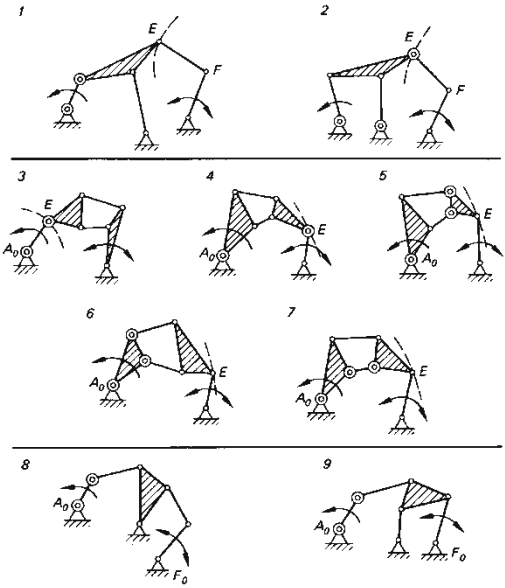


Bild 10: Systematik der sechsgliedrigen Gelenkrastgetriebe mit einfachen Drehgelenken nach Hain

Hain unterscheidet zwischen neun verschiedenen sechsgliedrigen Getrieben mit einfachen Drehgelenken, aus denen sich Rastgetriebe entwickeln lassen. Er nennt dazu drei Möglichkeiten:

- Annäherung eines Teils einer Gelenkviereck-Koppelkurve an einen Kreis oder an eine Gerade und Wahl dieses Kreishalbmessers als Übertragungsglied – Getriebe 1 und 2,
- Annäherung eines Teils einer Gelenkviereck-Koppelkurve an einen Kreis und Festlegung dieses Kreismittelpunkts als Gestellpunkt – Getriebe 3 bis 7,
- Ausnutzung geringfügiger mehrfacher Pendelbewegungen eines Abtriebsglieds in zwei überlagerten Totlagenstellungen – Getriebe 8 und 9.

In Bild 10 sind zusätzlich die Umlaufgelenke durch Doppelkreise, die Schwinggelenke durch Einfachkreise gekennzeichnet; das im Gestell umlaufende Antriebsglied besitzt einen Richtungspfeil, das hin und her schwingende Abtriebsglied mit Rast einen Doppelpfeil.

Das hier anstehende Rastgetriebe von Hoecken (Bild 11) entspricht der Form des Typs 1 in der Hain´schen Systematik, es ist ein *Dreistandgetriebe* aus der *Stephenson´*schen kinematischen Kette.



Bild 11: Sechsgliedriges Koppelrastgetriebe von Hoecken im Reuleaux-Gestellrahmen

Hoecken stellte sein Rastgetriebe in den für den Lehrstuhl für Getriebelehre an der TH Berlin typischen Reuleaux-Rahmen und gab dem Getriebemodell die Nummer 2201. An der im Gestell gelagerten Schwinge des viergliedrigen Grundgetriebes „Kurbelschwinge“ ist sogar ein Gegengewicht für den statischen Massenausgleich des Rastgetriebes angebracht.
Hoecken fertigte vor der Herstellung seines Modells am 11. Feb. 1932 eine technische Zeichnung an, aus der sich unten stehende Abmessungen in mm entnehmen lassen (Bild 12):

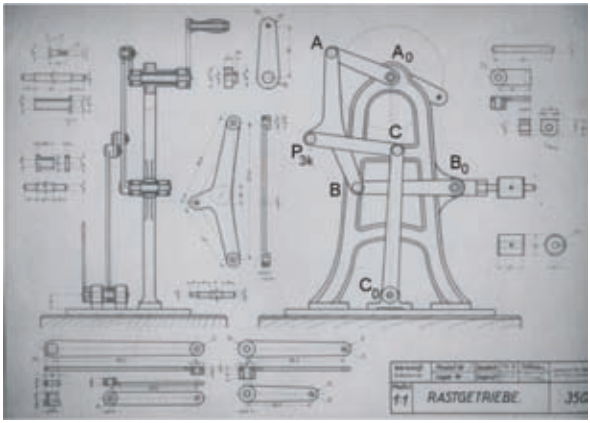


Bild 12: Technische Zeichnung des Getriebemodells „Rastgetriebe“ von Hoecken aus dem Jahre 1932

$n_0 = B_0C_0 \approx 124{,}0$	$A_0C_0 \approx 215{,}0$
$n_1 = A_0B_0 \approx 127{,}0$	$n_2 = A_0A = 61{,}3$
$n_3 = AB = 131{,}9$	$n_4 = B_0B = 94{,}2$
$n_5 = CP_{3k} = 83{,}9$	$n_6 = C_0C = 139{,}5$
$AP_{3k} = 84{,}8$	$\angle P_{3k}AB = 24{,}45°$

Dem Verfasser dieses Beitrags ist keine Veröffentlichung von Hoecken bekannt, in dem das vorgestellte sechsgliedrige Rastgetriebe näher beschrieben ist. Die unter [27] angegebene einseitige Literaturstelle, welche zu dem anfangs erwähnten Disput zwischen Alt und Hoecken führte, bezieht sich auf ein achtgliedriges Rastgetriebe, eine Getriebekombination aus „Roberts´schem Dreieckslenker und zentrischer Schubkurbel“.

Auch das sechsgliedrige Koppelrastgetriebe von Hoecken wurde vom Verfasser einer Analyse mit Hilfe der Gleichungen in [22] und „Mathcad 11“ unterworfen; die Ergebnisse sind in Bild 13 zu sehen.

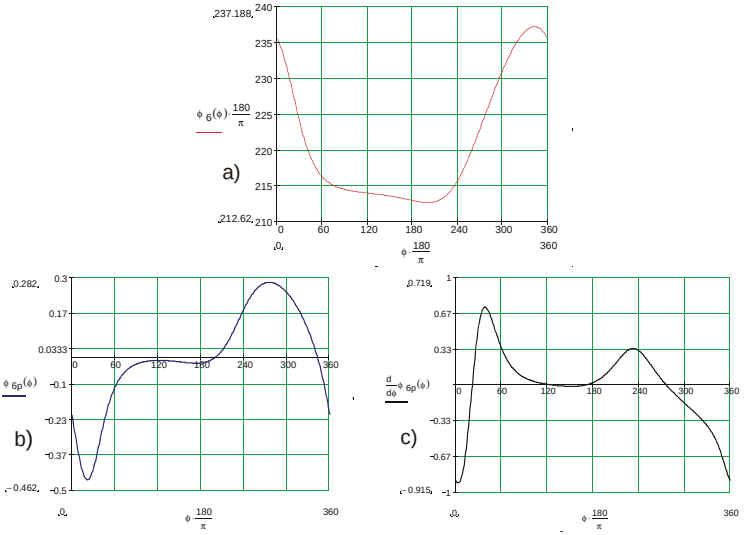


Bild 13: Kinematische Analyse des Koppelrastgetriebes von Hoecken: Verlauf des Winkels (a), der Winkelgeschwindigkeit (b) und der Winkelbeschleunigung (c) des Abtriebsglieds 6 (C_0C) über dem Antriebswinkel φ

Bild 13 ist zu entnehmen, dass im Antriebswinkelbereich 120° ≤ φ ≤ 180° die gewünschte angenäherte Rast des Abtriebsglieds 6 erreicht wird; der Abtriebswinkel sinkt in diesem Bereich von 214° auf lediglich 213°, die absolut größte Abweichung der Winkelgeschwindigkeit vom Nullwert beträgt dabei 0,022 rad/s, diejenige der Winkelbeschleunigung 0,018 rad/s^2.

4 Zusammenfassung

Karl Hoecken war beruflich als Instrumentenbauer tätig und kam über seine Tätigkeit auf dem Gebiet der Feinmechanik zur Getriebelehre. Im fortgeschrittenen Alter erhielt er die einmalige Gelegenheit, für vier Jahre die Leitung des Lehrstuhls für Getriebelehre an der TH Berlin zu übernehmen und damit auch die Betreuung der berühmten Reuleaux-Sammlung. Dieser Beitrag ist auch als ein kleiner Dank für die damalige Arbeit Hoeckens zum Vorteil der Getriebetechniker nachfolgender Generationen anzusehen.

Literatur

[1] Hain, K.: Prof. Dr. phil. Rudolf Franke zum Gedächtnis. Konstruktion 15 (1963) 2, S. 66

[2] Franke, R.: Eine vergleichende Schalt- und Getriebelehre – Neue Wege der Kinematik. München und Berlin: Verlag R. Oldenbourg, 1930

[3] Alt, H.; Hoecken, K.: Zuschriften und Erwiderungen zu „Die Erzeugung von Rasten durch Koppelgetriebe“. Zeitschrift VDI 74 (1930) 41, S. 1416

[4] Hoecken, K.: Verfahren zum Verzahnen unrunder Räder. Maschinenbau – Der Betrieb 17 (1938) 13/14, S. 349-350

[5] Voigt, G.: Kinematische Modelle nach Professor Reuleaux, Verzeichnis I und II. Berlin: 1907

[6] Ausschuß für wirtschaftliche Fertigung (AWF) und Verein deutscher Maschinenbauanstalten (VDMA): Getriebe und Getriebemodelle, Teil I. Berlin: Beuth-Verlag, 1928

[7] AWF und VDMA: Getriebe und Getriebemodelle, Teil II. Berlin: Beuth-Verlag, 1929

[8] Meyer zur Capellen, W.: Mathematische Instrumente, 3. Aufl. Leipzig: Geest & Portig KG, 1949, S. 156-158

[9] Hartmann, W.: Ueber Ellipsographen und Ovalwerke. Zeitschrift für Instrumentenkunde 11 (1891), S. 285-292

[10] Volmer, J. (Hrsg.): Getriebetechnik – Lehrbuch. Berlin: VEB Verlag Technik, 1969, S. 73-75

[11] Hoecken, K.: Ellipsenzeichner. Reichspatentamt Berlin: Patentschrift Nr. 316822 vom 06.05.1919

[12] Kaiser: Ein neuer Ellipsenzirkel. Zeitschrift für Instrumentenkunde 39 (1919), S. 333-337

[13] Glaeser, G.: Geometrie und ihre Anwendungen in Kunst, Natur und Technik. Heidelberg: Elsevier Spektrum Akadem. Verlag, 2005, S. 294

[14] Hoecken, K.: Ellipsenzeichner. Zeitschrift für Instrumentenkunde 53 (1933) 6, S. 286-288

[15] Hoecken, K.: Rechnerische Ermittlung eines Konchoidenlenkers. Reuleaux-Mitteilungen – Archiv für Getriebetechnik 6 (1933) 8, S. R53-R55 bzw. Maschinenbau – Der Betrieb, S. 421-423

[16] Bloch, S. Angenäherte Synthese von Mechanismen. Berlin: VEB Verlag Technik, 1951

[17] Volmer, J.: Zur rechnerischen Ermittlung von Lenkergeradführungen. Maschinenbautechnik 4 (1955) 8, S. 421-422

[18] Richtlinie VDI 2137: Ebene Kurbelgetriebe – Konstruktion zentrischer Kurbelschleifen mit Geradführung. Düsseldorf: Beuth-Verlag GmbH, 1959

[19] Kraus, R.: Getriebelehre, Bd. III: Maßbestimmung. Berlin: VEB Verlag Technik, 1956, S. 80-81

[20] Meyer zur Capellen, W.: Der Konchoidenlenker für sechs unendlich benachbarte Lagen. Zeitschrift für angewandte Mathematik und Mechanik (ZaMM) 37 (1957) 11/12, S. 485-487

[21] Karas, K.: Sechspunktige Geradführungen mittels zentrischer Kurbelschleifen als genäherter Ersatz für Konchoidenlenker. Teil 1: Die Verfahren von K. Hoecken und W. Meyer zur Capellen sowie eine einparametrige Schar von Ersatzgetrieben; Teil 2: Das verallgemeinerte Verfahren von R. Kraus sowie ein- und zweiparametrige Scharen von Ersatzgetrieben. Forsch. Ing.-Wesen 30 (1964) 6, S. 182-189 und Forsch. Ing.-Wesen 31 (1965) 1, S. 21-26

[22] Luck, K.: Kinematische Analyse ebener Grundgetriebe in Matrizenschreibweise. Wiss. Zeitschrift der TU Dresden 19 (1970) 6, S. 1467-1474

[23] Alt, H.: Koppelgetriebe als Rastgetriebe. Zeitschrift VDI 76 (1932) 19, S. 456-462 und 22, S. 533-537

[24] Alt, H.: Zur Geometrie der Koppelrastgetriebe. Ingenieur-Archiv 3 (1932), S. 394-411

[25] Meyer zur Capellen, W.: Zur Theorie der Bahnkurven-Rastgetriebe. Konstruktion 15 (1963) 10, S. 389-392

[26] Hain, K.: Entwicklungsstand der Gelenk-Rastgetriebe. VDI-Forschungsheft Nr. 597, 1980, S. 5-7

[27] Hoecken, K.: Die Erzeugung von Rasten durch Koppelgetriebe. Zeitschrift VDI 74 (1930) 19, S. 594

Eine Physik-Engine zur webbasierten Mechanismensimulation – Ergebnisse einer Studie

Prof. Dr.-Ing. Stefan Gössner
Fachhochschule Dortmund

Kurzfassung

Der Beitrag stellt die Ergebnisse einer Studie vor, die im Rahmen eines hochschulinternen Forschungsprojekts die Tauglichkeit der charakteristischen Konzepte einer Physik-Engine zur Verwendung in einer Simulations- und Analysesoftware für ebene Mechanismen untersucht. Eine zusätzliche Besonderheit ist die Forderung, jene Software als reine Webanwendung zu gestalten. Die relevanten mechanischen Grundlagen und die verwendeten numerischen Verfahren werden ebenso in gebotener Kürze abgehandelt wie Architektur und Eigenschaften der entstandenen Webapplikation. Eine Reihe von Beispielen veranschaulicht deren Einsatzmöglichkeiten.

Abstract:

This article presents the results of a study in the context of the university's internal research project. The study examines the suitability of the characteristic concepts of a physics engine for use in a simulation and analysis software for planar mechanisms. Another requirement was to implement the software as a pure web application. The relevant mechanical principles and the numerical methods used, as well as architecture and properties of the resulting Web application are described in brevity. A set of concrete examples show different application cases of the software.

1 Ausgangssituation

Heutige Konstruktionsprozesse werden unterstützt durch leistungsfähige Software, die vielfältige Simulations- und Analyseaufgaben durch anerkannte Methoden des Ingenieurwesens am virtuellen Produktmodell durchführen. Hierzu zählen auch die Werkzeuge zur Mechanismen-

simulation, die entweder rein kinematische Getriebeanalyse und -synthese betreiben oder ganzheitlich die Kräfte in einer kinetostatischen oder dynamische Untersuchung von Mechanismen einbeziehen.

Die vorliegende Studie anerkennt den aktuell hohen Reifegrad jener Hilfsmittel. Als gemeinsames Merkmal weisen sie alle den *Desktoprechner* als Umgebungsplattform auf.

Gegenwärtig zeigt die Softwareindustrie starke Entwicklungsaktivitäten in Bezug auf *Webanwendungen.* Diese wandeln sich von kleinen Softwarediensten zu großen leistungsfähigen Applikation. Hier stehen Softwareprodukte mit hohem Nutzwert und Marktanteil in erster Reihe. Deren Aufgaben sind etwa Textverarbeitung und Tabellenkalkulation. Dagegen sind Webanwendungen mit technischem Hintergrund kaum zu finden. Dies liegt vor allem daran, dass sich Desktopanwendungen nicht einfach auf eine Webplattform portieren lassen. Sollen Sie den anerkannten Webstandards entsprechen, müssen sie auf deren Grundlage neu implementiert werden. Nun besitzen Webanwendungen gegenüber reinen Desktopanwendungen einige spezifische Besonderheiten wie stetige Aktualität, Plattformneutralität und Standortunabhängigkeit. Als nachteilig werden vor allem Unsicherheit beim Schutz von Nutzerdaten und langsameres Laufzeitverhalten genannt. Besonders Letztes gilt gerade für wissenschaftlich technische Anwendungen als Hürde. Jedoch unternehmen die Hersteller von Webplattformen[1] enorme Anstrengungen, die Ausführungsgeschwindigkeit von Applikationen zu steigern und die Voraussetzungen für anspruchsvolle, zeitkritische und grafikintensive Programme zu schaffen.

Völlig unabhängig vom Web als Plattform ist die Physik-Engine zu sehen. Die nähere Betrachtung der Innereien einer solchen Software zeigt eine erstaunliche Ähnlichkeit zum Aufbau von MKS-Systemen. Allerdings gibt es auch einige Besonderheiten, die sich aus dem primären Einsatz der Physik-Engines für Video- und Computerspiele ergeben und die sich für den Betrieb in einer Webanwendung als vorteilhaft erweisen können.

Vor dem geschilderten Hintergrund entstand nun die Idee, in einer Studie den Nachweis zu führen, dass es mit vertretbarem Aufwand möglich sei, die

1 Das sind heute noch vorwiegend Webbrowser.

	Physik-Engine	MecEngine
Anzahl Körper	hoch	gering
Anzahl Gelenke	mittel	gering
Kontakt / Kollision / Reibung	hoch	mittel
Rechenleistung	hoch	mittel
Speicherbedarf	gering	gering
Genauigkeit	gering	hoch
Stabilität	hoch	hoch

Tabelle 1: Anforderungen an 2D-Physik- / -Mechanismen-Engine

Konzepte einer Physik-Engine zur Implementierung einer Simulations- und Analysesoftware für ebene Mechanismen zu übernehmen und jene *Mechanismen-Engine* als reine Webanwendung – insbesondere ohne Einsatz proprietärer Plugins – zu gestalten.

In Computerspielen ist eine große Zahl an bewegten Körpern die Regel. Diese sind eher selten durch Gelenke miteinander verbunden, sondern interagieren durch Oberflächenkontakte und Kollisionen. Die Stabilität der Simulation hat einen extrem hohen Stellenwert, damit sich die Objekte aus der Sicht des Spielenutzers nicht in unerwarteter Art und Weise bewegen. Die Genauigkeit der Bewegungsgrößen ist von sekundärer Bedeutung. Es genügt, wenn die Bewegung visuell plausibel bleibt. Die Anforderungen an eine Mechanismensimulation unterscheiden sich hier stark von denen an die Spielesimulation. Eine Gegenüberstellung zeigt Tabelle 1.

In den folgenden Abschnitten 2 und 3 werden die notwendigen mechanischen Prinzipien zusammengestellt und die numerischen Verfahren erörtert. In den Abschnitten 4 und 5 sind Aufbau und Eigenschaften der *MecEngine* beschrieben und es wird auf anschauliche Beispiele eingegangen.

2 Mechanismenmodell

2.1 Kinematik

Es wird ein ebenes System von mehreren starren Körpern betrachtet. Die Körper können untereinander durch Gelenke verbunden sein. Zur Lagebeschreibung erhält jeder Körper ein implizites lokales Koordinatensystem, mit dessen Hilfe seine Position und Orientierung in Bezug auf ein globales Bezugskoordinatensystem jederzeit eindeutig beschrieben ist. Entsprechend seinem Freiheitsgrad genügen also die drei *generalisierten Koordinaten* $\boldsymbol{q}_i = (x, y, \varphi)_i^T$ zur Festlegung der Lage eines solchen Körpers.

Gelenke schränken als Verbindung genau zweier Körper deren relative Beweglichkeit ein und können mittels Bindungsgleichungen formalisiert beschrieben werden. Diese Bindungsgleichung stellt als skalare oder vektorielle Funktion eine meist nichtlineare Abhängigkeit der generalisierten Koordinaten $\boldsymbol{q} = \left(\boldsymbol{q}_i, \boldsymbol{q}_j\right)^T$ der beiden beteiligten Körper *i* und *j* untereinander her und ist möglicherweise zusätzlich eine Funktion der Zeit *t* [2]. Sie lautet

$$\boldsymbol{C}(\boldsymbol{q}, t) = \boldsymbol{0} \tag{1}$$

Die formale Ableitung nach der Zeit liefert die Geschwindigkeitsform der Bindungsgleichung.

$$\dot{\boldsymbol{C}} = \boldsymbol{J}\,\dot{\boldsymbol{q}} + \boldsymbol{C}_t = \boldsymbol{0} \tag{2}$$

Hierbei ist $\boldsymbol{J} = \boldsymbol{\partial C}/\boldsymbol{\partial q}$ die *Jacobi Matrix* und $\boldsymbol{C}_t = d\boldsymbol{C}/dt$ die unmittelbare zeitliche Ableitung der Bindungsgleichung. Der Vektor $\dot{q}$ enthält die Geschwindigkeiten der generalisierten Koordinaten der beteiligten Körper[3]. Die Zeilen der Jacobi-Matrix geben die Richtungen an, in die eine Beweglichkeit zwischen ihnen eingeschränkt ist.

2.2 Dynamik

Wir betrachten weiterhin eine Bindung zwischen den beiden beteiligten Körpern *i* und *j*. Jene sind massebehaftet und möglicherweise durch äußere

2 Hiermit gilt also eine Beschränkung auf *zweiseitige, geometrische, rheonome* Bindungen.

3 Im Gegensatz zur Lage-Bindung ist die Geschwindigkeitsbindung somit *linear* in den Geschwindigkeiten.

Kräfte $\boldsymbol{Q}_a$, sowie jeweils paarweise entgegengesetzt durch die Bindungskräfte $\boldsymbol{Q}_c$ belastet. Damit lautet *Newton's dynamisches Grundgesetz*

$$\mathbf{M\ddot{q}} = \mathbf{Q_a} + \mathbf{Q_c} \tag{3}$$

Die Massenmatrix $\boldsymbol{M}_i$ ist im ebenen Fall eine Diagonalmatrix, besetzt mit der Masse m_i und dem Massenträgheitsmoment I_i des Körpers. Deren Inverse $\boldsymbol{M}_i^{-1}$ – nachfolgend als $\boldsymbol{W}_i$ bezeichnet – ist auf der Diagonalen mit den Kehrwerten der Elemente der Massenmatrix belegt.

$$\boldsymbol{M}_i = \begin{pmatrix} m_i & 0 & 0 \\ 0 & m_i & 0 \\ 0 & 0 & I_i \end{pmatrix}; \quad \boldsymbol{W}_i = \begin{pmatrix} \frac{1}{m_i} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{m_i} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{I_i} \end{pmatrix} \tag{4}$$

Wie bei den generalisierten Koordinaten fassen wir die Massenmatrix für beide Körper zusammen.

$$\boldsymbol{M} = \begin{pmatrix} \boldsymbol{M}_i & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \boldsymbol{M}_j \end{pmatrix}; \qquad \boldsymbol{W} = \begin{pmatrix} \boldsymbol{W}_i & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \boldsymbol{W}_j \end{pmatrix} \tag{5}$$

Während der Betrachtung der kinetische Energie beider Körper fordern wir, dass die Bindungskräfte den Körpern weder Energie zu- noch abführen.

$$E_k = \frac{1}{2}(\boldsymbol{M\dot{q}})^T \boldsymbol{\dot{q}} \tag{6}$$

Die Ableitung der Energie nach der Zeit führt unter Verwendung von (3) zur Leistung,

$$P = (\boldsymbol{M\ddot{q}})^T \boldsymbol{\dot{q}} = \boldsymbol{Q}_a^T \boldsymbol{\dot{q}} + \boldsymbol{Q}_c^T \boldsymbol{\dot{q}} \tag{7}$$

deren zweiter Summand $\boldsymbol{Q}_c^T \boldsymbol{\dot{q}}$ jederzeit verschwinden muss, wenn gemäß obiger Forderung Bindungskräfte keine Arbeit verrichten dürfen[4]. Dies bedeutet gleichzeitig, dass die Bindungskräfte jederzeit orthogonal zur Bewegungsrichtung der Bindung orientiert sind. Das wiederum ist äquivalent zur Formulierung,

$$\boldsymbol{Q}_c = \boldsymbol{J}^T \boldsymbol{\lambda} \tag{8}$$

wobei $\boldsymbol{\lambda}$ die *Lagrange-Multiplikatoren* sind[5] [fau99,wit01].

---

4 Diese Forderung erfüllt gleichzeitig das Prinzip der virtuellen Arbeit.

5 Die *Lagrange-Multiplikatoren* haben als Vektor die Dimension der Bindungsgleichung.

Das Einsetzen der Beziehung (8) in (3) führt schließlich zur Gleichung der gebundenen Starrkörperbewegung.

$$\boldsymbol{M}\ddot{\boldsymbol{q}} = \boldsymbol{Q}_a + \boldsymbol{J}^T\boldsymbol{\lambda} \tag{9}$$

2.3 Impulsbasierte Dynamik

Unter der Annahme eines mit der Bindungsgleichung nicht verträglichen Geschwindigkeitszustands $\dot{\boldsymbol{q}}$ wird Gleichung (2) nicht mehr erfüllt sein, d.h.

$$\boldsymbol{J}\dot{\boldsymbol{q}} + \boldsymbol{C}_t \neq \boldsymbol{0}$$

Wir suchen nun eine Korrekturgeschwindigkeit $\delta\dot{\boldsymbol{q}}$, die diese Inkonsistenz beseitigt

$$\boldsymbol{J}(\dot{\boldsymbol{q}} + \delta\dot{\boldsymbol{q}}) + \boldsymbol{C}_t = \boldsymbol{0} \tag{10}$$

und approximieren die Beschleunigung als Differenzenquotienten

$$\ddot{\boldsymbol{q}} = \frac{\delta\dot{\boldsymbol{q}}}{\delta t} \tag{11}$$

zur Verwendung in (9). Das führt auf den *korrektiven Gesamtimpuls*

$$\boldsymbol{M}\delta\dot{\boldsymbol{q}} = (\boldsymbol{Q}_a + \boldsymbol{J}^T\boldsymbol{\lambda})\delta t \tag{12}$$

mit einem zugehörigen Zeitschritt δt. Die Multiplikation dieser Gleichung (12) mit der inversen Massenmatrix $\boldsymbol{W}$ von links, sowie die beidseitige Addition von $\dot{\boldsymbol{q}}$ resultiert in

$$\dot{\boldsymbol{q}} + \delta\dot{\boldsymbol{q}} = \boldsymbol{W}(\boldsymbol{Q}_a + \boldsymbol{J}^T\boldsymbol{\lambda})\delta t + \dot{\boldsymbol{q}}$$

Eine anschließende Multiplikation mit der *Jacobimatrix* $\boldsymbol{J}$ und beidseitige Addition von $\boldsymbol{C}_t$ ergibt eine Beziehung, deren linke Seite

$$\underbrace{\boldsymbol{J}(\dot{\boldsymbol{q}} + \delta\dot{\boldsymbol{q}}) + \boldsymbol{C}_t}_{0} = \boldsymbol{J}\boldsymbol{W}(\boldsymbol{Q}_a + \boldsymbol{J}^T\boldsymbol{\lambda})\delta t + \boldsymbol{J}\dot{\boldsymbol{q}} + \boldsymbol{C}_t \tag{13}$$

vereinbarungsgemäß (10) verschwindet. Hieraus kann nunmehr der *korrektive Impuls der Bindungskräfte* $\boldsymbol{\lambda}\delta t$ isoliert werden.

$$\boldsymbol{\lambda}\delta t = -(\boldsymbol{J}\boldsymbol{W}\boldsymbol{J}^T)^{-1}(\boldsymbol{J}\dot{\boldsymbol{q}} + \boldsymbol{C}_t + \boldsymbol{J}\boldsymbol{W}\boldsymbol{Q}_a\delta t) \tag{14}$$

Dieser Impuls wirkt in der betrachteten Bindung im Sinne von *actio = reactio* entgegengesetzt gleich auf beide beteiligten Körper und bewirkt eine Korrektur deren Geschwindigkeitszustands $\delta\dot{\boldsymbol{q}}$ gemäß Gleichung (12),

$$\delta\dot{\boldsymbol{q}} = \boldsymbol{W}(\boldsymbol{Q}_a + \boldsymbol{J}^T\boldsymbol{\lambda})\delta t \tag{15}$$

die ursprünglich gesucht war, um die Geschwindigkeitsform der Bindungsgleichung (10) zu erfüllen. Gleichung (8) liefert zudem mit den nun bekannten *Lagrange-Multiplikatoren* $\boldsymbol{\lambda}$ die Gelenkkräfte und (11) die Beschleunigungen.

Es steht somit ein Modell zur Verfügung, das den konsistenten Geschwindigkeitszustand eines Systems starrer Körper mittels korrektiver Impulse herstellt. Dabei ist ausdrücklich anzumerken, dass die Körperlagen hierfür zwar benötigt, jedoch nicht beeinflusst werden.

3 Numerische Simulation

Eine Physik-Engine bestimmt den Lagezustand $\boldsymbol{q}$ und den Geschwindigkeitszustand $\dot{\boldsymbol{q}}$ der beteiligten Glieder notwendigerweise zu diskreten Zeitpunkten t_i. Dabei muss ein Zeitschritt δt_i, als Differenz zwischen aufeinanderfolgenden Zeitpunkten nicht konstant bleiben, jedoch erleichtert dies eine Reproduzierbarkeit der Ergebnisse erheblich und ist für eine gewünschte Echtzeitfähigkeit der Simulation unabdingbar.

3.1 Integration

Die Bewegungsgleichungen als *differentielle, algebraische Gleichungen (DAE's)* sind nun, ausgehend von den Beschleunigungen, zweimal zu integrieren, um die Gliedlagen zu erhalten. Hierfür stehen verschiedene Verfahren der numerischen Integration zur Verfügung. Für den Einsatz in Physik-Engines werden Integrationsverfahren nach folgenden Aspekten beurteilt *[cat05]*:

- Stabilität
- Rechengeschwindigkeit
- Speicherbedarf
- Genauigkeit

Die Wahrung der *Stabilität* ist außerordentlich wichtig. Objekte einer Szene, die sich plötzlich unerwartet merkwürdig verhalten, führen zunächst zu Irritationen beim Spielenutzer, der schließlich irgendwann die Lust daran verliert.

Von der *Rechengeschwindigkeit* wird gefordert, dass Bewegungen so ablaufen, wie man es aus der Realität kennt – also in Echtzeit. Gleichzeitig geben

heutige Bildschirme die Obergrenze 60 fps[6] und die menschliche Wahrnehmung 20 fps als Untergrenze vor, um *flüssige* Bewegungsabläufe zu erzeugen. Kleine Geräte sind Zielplattformen heutiger Physik-Engines, weshalb neben deren Rechengeschwindigkeit durchaus ihr *verfügbarer Speicher* als weitere kritische Größe angesehen wird. Die numerische *Genauigkeit* ist grundsätzlich von untergeordneter Bedeutung, solange die Ergebnisse visuell plausibel sind.

Im Umfeld der Spielephysik dominiert der Einsatz von *Einschrittverfahren ohne Zwischenstufen*. Die Simulation soll möglichst schnell in Echtzeit zu visuell glaubhaften Ergebnissen kommen. Deren Genauigkeit ist zweitrangig. Das im technisch wissenschaftlichen Bereich dominierende *Runge-Kutta-Verfahren* (RK4) gilt somit als zu aufwendig. Stattdessen wird von Spieleprogrammierern das *implizite Euler-Verfahren* bevorzugt.

Wir beginnen mit der einfachen, *expliziten Euler-Integration.*

$$\begin{aligned} \dot{\boldsymbol{q}}_{n+1} &= \dot{\boldsymbol{q}}_n + \delta\dot{\boldsymbol{q}}_n \\ \boldsymbol{q}_{n+1} &= \boldsymbol{q}_n + \dot{\boldsymbol{q}}_n \delta t \end{aligned}$$

Hierbei wird mit der Korrekturgeschwindigkeit $\delta\dot{\boldsymbol{q}}_n$ nach (15) zunächst die neue Geschwindigkeit $\dot{\boldsymbol{q}}_{n+1}$ ermittelt. In einem Anschlussschritt werden schließlich die neuen Gliedlagen $\boldsymbol{q}_{n+1}$ bestimmt. Dieses Verfahren ist jedoch nicht stabil und wird daher von Physiksimulatoren gemieden [Lac07]. Stattdessen wird durch eine kleine, subtile Änderung daran eine erstaunliche Wirkung erzielt.

$$\begin{aligned} \dot{\boldsymbol{q}}_{n+1} &= \dot{\boldsymbol{q}}_n + \delta\dot{\boldsymbol{q}}_n \\ \boldsymbol{q}_{n+1} &= \boldsymbol{q}_n + \dot{\boldsymbol{q}}_{n+1} \delta t \end{aligned} \tag{16}$$

Zur Ermittlung der neuen Gliedlagen $\boldsymbol{q}_{n+1}$ werden nicht die *alten* Geschwindigkeiten $\dot{\boldsymbol{q}}_n$, wie im expliziten Euler-Verfahren, sondern die unmittelbar zuvor bestimmten *neuen* Geschwindigkeiten $\dot{\boldsymbol{q}}_{n+1}$ benutzt. Dies ist der *semi-implizite Euler-Integrator*[7], der eine sehr gute Stabilität aufweist und darüber hinaus energieerhaltend, bzw. allenfalls dissipativ arbeitet [Lac07,Cat05].

6 ***F**rames **p**er **s**econd.*

7 Auch *symplektische Euler*-Methode oder *Euler-Cromer* Verfahren.

3.2 Gesamtsystem

Die hier diskutierte Impulsmethode behandelt nicht direkt die Lageform der Bindungsgleichungen und vermeidet so die Lösung *nichtlinearer* Gleichungen. Zu jedem betrachteten Zeitpunkt t_n sind also die Impulse in allen Bindungen gemäß Gleichung (14) zu ermitteln. Dies führt auf ein lineares Gleichungssystem mit meist dünn besetzter Koeffizientenmatrix. Die betrachteten Lösungsmöglichkeiten

- direkte Verfahren
- iterative Verfahren

werden von *Bender* in seiner Dissertation sehr ausführlich gegenübergestellt [ben07]. *Direkte* Verfahren zur Lösung linearer Gleichungssysteme berücksichtigen alle Gelenke gemeinsam und ermitteln die notwendigen Impulse zur Erfüllung der Bindungsgleichungen. Sie sind sehr effizient, vor allem, wenn hohe Genauigkeiten gefordert sind. Andererseits sind sie anfällig gegenüber Singularitäten, wie sie in Verzweigungslagen von Mechanismen auftreten, bereiten Probleme bei überbestimmten Strukturen und sind aufwendig zu implementieren. *Iterative* Verfahren, wie das *Gauß-Seidel-Verfahren* bearbeiten die Gelenke sequentiell in Einzelschritten, sind bei dünn besetzten Matrizen vorteilhaft einsetzbar, bei geringer geforderter Genauigkeit sogar schneller als direkte Verfahren, robust bei kritischen Gliedlagen, extrem einfach zu implementieren und behandeln über- oder unterbestimmte Systeme problemlos.

Somit dominiert der Einsatz von iterativen Verfahren innerhalb von Physik-Engines. Hinzu kommt deren unschätzbarer Vorteil, dass sie jederzeit abgebrochen werden können, wenn beispielsweise die zur Echtzeitsimulation verfügbare Rechenzeit zur Neige geht[8]. Dann liegen meist schon passable visuelle Ergebnisse vor.

Die Iteration wird üblicherweise abgebrochen, wenn einer der folgenden Fälle vorliegt:

- Die Änderung der Impulse ist gering.
- Der Fehler in den Bindungsgleichungen $\dot{\boldsymbol{C}}$ ist klein.
- Eine feste Anzahl an Iterationsschritten ist erreicht.

8 Das iterative Verfahren ist somit ein *Anytime* Algorithmus.

3.3 Lagekorrektur

Die soeben diskutierte Iteration ist geschwindigkeitszentriert und gewährleistet, dass die erste Ableitung der Bindungsgleichungen mit vorgegebener Genauigkeit erfüllt wird. Durch den Integrationsschritt (16) werden dann die Gliedlagen angepasst, allerdings ohne Berücksichtigung einer Verträglichkeit mit den Bindungsgleichungen $\boldsymbol{C} = \boldsymbol{0}$. Der sich so im Verlauf der Simulation einstellende Fehler heißt *Drift* und muss korrigiert werden.

Recht populär ist hierbei die *Stabilisierung nach Baumgarte* [cat05]. Dazu wird eine Kombination aus Bindungsgleichung und ihrer ersten Ableitung

$$\dot{\boldsymbol{C}} + \beta \boldsymbol{C} = \boldsymbol{0}$$

gewählt. Es entstehen Bindungskräfte, die sowohl konsistente Geschwindigkeiten erzeugen, als auch den Lagefehler beheben. Schwierig ist dabei eine geeignete Wahl von β und nachteilig, dass die Geschwindigkeiten gegenüber der Ursprungsgleichung (2) leicht verändert sind. Eine weitere Möglichkeit die Gliedlagen zu stabilisieren schlägt *Faure* vor *[fau98]*.

Er führt einen *Pseudoimpuls* $\boldsymbol{p}$ ein, der analog zu (14) anstelle der Geschwindigkeiten die Körperpositionen im Einklang mit den Bindungsgleichungen korrigiert. Die äußeren Kräfte werden hier nicht berücksichtigt.

$$\boldsymbol{p} = -(\boldsymbol{J}\boldsymbol{W}\boldsymbol{J}^T)^{-1}\boldsymbol{C} \tag{17}$$

Zur Korrektur der Gliedlagen $\delta\boldsymbol{q}$ gelangen wir in Anlehnung an (15) mittels

$$\delta\boldsymbol{q} = \boldsymbol{W}\boldsymbol{J}^T\boldsymbol{p} \tag{18}$$

Dieses Vorgehen harmonisiert hervorragend mit der impulsbasierten Methode, besitzt nicht die Nachteile der *Baumgarte-Stabilisierung* und eignet sich sogar gut für den initialen Zusammenbau eines Mechanismus.

3.4 Simulationsschleife

Die Simulation basiert auf den voranstehenden Formeln und läuft in einer zeitschrittgesteuerten Schleife mit dem Aufbau gemäß Bild 1. Sie beginnt mit einem *PreStep*, in dem die äußeren Kräfte auf die Glieder angewendet und die reduzierten Gelenkmassen vorberechnet werden. In der *Iteration* werden die sequentiellen Impulse der Gelenkkräfte solange kumuliert und die Geschwindigkeiten der Glieder damit angepasst, bis ein Abbruchkriterium nach Abschnitt 3.2 zutrifft.

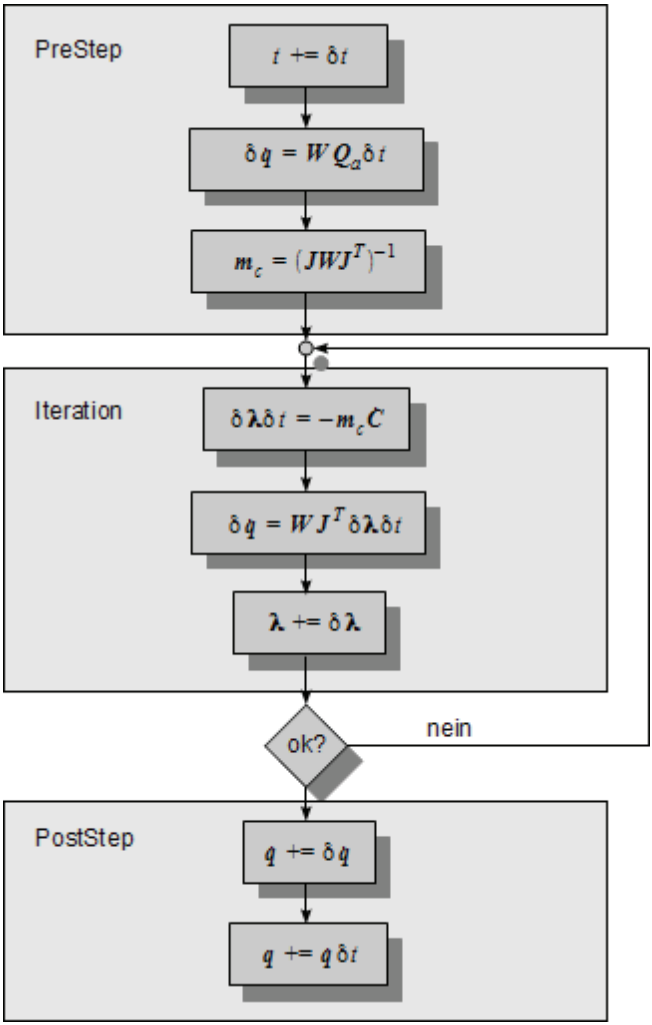


Bild 1: Ablauf der inneren Simulationsschleife

Im *PostStep* werden schließlich mittels semi-impliziter Euler-Integration die Gliedlagen ermittelt. Die anschließende Lagekorrektur ist aus Gründen der Übersichtlichkeit nicht dargestellt.

4 Implementierung

Ziel der hier beschriebenen Studie ist der Nachweis, mit vertretbarem Aufwand eine *2D-Mechanismen-Engine* auf Basis der beschriebenen numerischen Methoden und unter Verwendung der Webstandard-Technologien *HTML5, CSS* und *Javascript* zu implementieren. Damit sollen ebene Mechanismen aus starren Körpern gebildet, deren Bewegungsabläufe simuliert und kinematische bzw. kinetostatische Ergebnisse analysiert werden können.

4.1 Anforderungen

Das Strukturmodell eines Mechanismus wird zunächst mittels eines einfachen textuellen Formats beschrieben. Dieses beinhaltet Informationen zu

- Modell *(Gravitation, Darstellungsform)*
- Gliedern *(Geometrie, Masse)*
- Gelenken *(beteiligte Glieder, Antriebe)*
- Belastungen *(beteiligte Glieder, Parameter)*
- Analysen

Die Gliedgeometrie wird auf das Notwendige beschränkt. Sie dient unter anderem zur Ermittlung von Schwerpunktlagen und Massegrößen. Ein Geometrieeditor bzw. ein Import aus geometrieverarbeitenden Systemen heraus spielt gegenwärtig keine Rolle.

Die vektorgrafische Darstellung des Modells ist zwar für den Betrieb der *MecEngine* nicht erforderlich, aus Anwendersicht jedoch unerlässlich. Hinsichtlich der Animation einer Mechanismenbewegung wird eine hinreichende Leistungsfähigkeit des Simulationsalgorithmus in Verbindung mit der Grafik gefordert.

Zur Interaktion des Anwenders mit dem System ist eine einfache Benutzeroberfläche vorzusehen.

Simulations- und Analyseergebnisse sind grafisch (Rastergrafikformat) und numerisch (textuell, tabellarisch) zur Weiterverwendung bereitzustellen.

4.2 Umgebung

Als Anwendungsumgebung wird eine Webplattform gewählt. Gegenwärtig ist das primär der Browser, jedoch zeigen aktuelle Entwicklungstendenzen eine Ausweitung auf Betriebssystemebene.

Wichtigster Punkt bei dieser Anwendung ist die Wahl der 2D-grafischen Umgebung. Webstandards stellen hierzu *SVG*[9] und das mit *HTML5* eingeführte *Canvas*-Element bereit. SVG ist heute in allen bedeutenden Browsern verfügbar und bietet zur Programmierung seiner Geometrieelemente eine DOM-Schnittstelle[10] an. Der Speicherbedarf ist hier vergleichsweise hoch, eine Erweiterung der Elementobjekte um physikalische Eigenschaften problematisch und eine flüssige Animation der Bewegungen ungewiss.

Das Canvas-Element besitzt eine minimalistische Programmierschnittstelle für 2D-Vektorgrafik *(canvas2D – low level API)*. Die Leistungsfähigkeit wurde von den Browserherstellern allerdings zuletzt enorm gesteigert – zum Teil mittels Unterstützung durch die Grafikhardware[11]. Die Wahl fällt somit auf das Canvas-Element zur grafischen Darstellung.

Die einfache Benutzeroberfläche der Webanwendung wird mittels reinem HTML5 und CSS gestaltet. Existierende Frameworks und Bibliotheken, die einen Aufbau solcher GUIs unterstützen, sind entweder nicht geeignet oder schlicht zu mächtig und überdimensioniert.

Eine Wahl der Programmiersprache gibt es de facto nicht. *Javascript* ist die alleinige clientseitige Skriptsprache, die von allen Browsern unterstützt wird. Lediglich der Tatsache, dass zum einen die Sprache selbst gegenwärtig einen massiven Entwicklungsschub seitens ihres Standardisierungsgremiums erfährt und zum anderen die Browserhersteller quasi in einem Wettstreit die Leistungsfähigkeit ihrer Javascript-Engines ständig steigern[12], ist es geschuldet, dass diese Studie überhaupt durchgeführt wurde.

---

9 ***S**calable **V**ector **G**raphics* – XML-basierte Auszeichnungssprache für 2D-Vektorgrafik.

10 ***D**ocument **O**bject **M**odel* – standardisierte Programmierschnittstelle für HTML und XML.

11 Künftig unterstützt das Canvas-Element 3D – mittels des OpenGL-Dialekts *WebGL.*

12 Vor allem durch den Einsatz von ***J**ust **I**n **T**ime* – Compiler.

Javascript ist eine *dynamische, imperative* Sprache mit C-Syntax und *funktionalen* Eigenschaften, ihr Objektkonzept basiert nicht auf Klassen sondern auf *Prototypen*. Die Möglichkeit des *'Include'* anderer Quelldateien ist recht neu und erlaubt erstmals die bequeme Implementierung größerer Softwareprojekte. Programmbibliotheken für vorwiegend Standard-Webaufgaben sind verfügbar und stetig im Aufbau. Wissenschaftlich technische Funktionsbibliotheken gibt es kaum.

4.3 Architektur

Die hier vorgestellte *MecEngine*-Anwendung besitzt einen einfachen Objektaufbau in Anlehnung an das bewährte *Model/View/Controller*-Prinzip gemäß Bild 2.

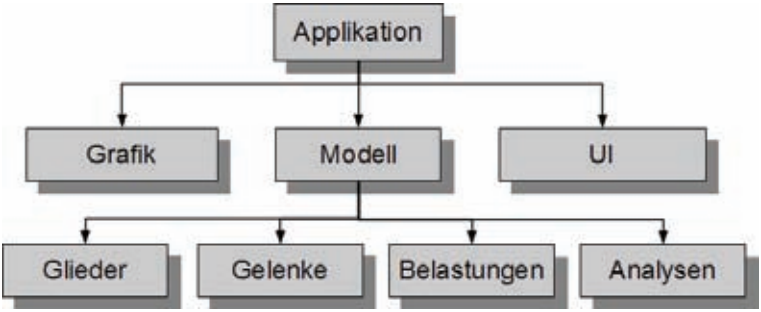


Bild 2: Aufbau der *MecEngine*-Applikation

Das *Applikation-O*bjekt kontrolliert Benutzereingaben und sonstige Ereignisse, stellt Funktionen zum Import und Export von Modelldaten bereit, und orchestriert das Zusammenspiel von Grafiksystem und Mechanismenmodell speziell im Hinblick auf die zeitgesteuerte Simulation und Animation.

Das *Grafik*-Objekt bettet das *Canvas*-Element ein und stellt zusätzlich notwendige Funktionalität sowie Interaktionsmöglichkeiten bereit.

Das zentrale *Modell*-Objekt verwaltet neben spezifischen Eigenschaften, wie *Gravitation* und *Timer,* die jeweilige Mechanismenstruktur in getrennten Containern für Glieder, Gelenke, Belastungselementen und Analyseobjekten. Die innere Simulationsschleife aus Abschnitt 3.4 ist hier implementiert.

Die Glieder des jeweiligen Mechanismus besitzen eine einfache geometrische Ausprägung mit Möglichkeiten gemäß Bild 3.



Bild 3: Einfache Körper mit 0, 1, 2 und 3 Freiheitsgraden und deren Geometrie.

Die jeweilige Geometrie wird dazu benutzt, um ggf. automatisch Masseneigenschaften und Schwerpunktlagen der Glieder mittels homogener Dichte und Dicke zu bestimmen.

Die Glieder können durch folgende Gelenke Bindungen untereinander eingehen:

- Distanzgelenk *(bar)*
- Drehgelenk *(rev)*
- Drehschubgelenk *(slide)*
- Festgelenk *(fix)*
- Schubgelenk *(cyl)*
- Wälzgelenk *(rol)*
- Winkel-/Orientierungsgelenk *(ang)*

Dabei kann das Drehgelenk mit einem *rotatorischen* und das Distanzgelenk jeweils mit einem *linearen* Antrieb versehen werden.

Es stehen gegenwärtig die zwei Kraftelemente

- Einzelkraft *(force)*
- Linearfeder *(spring)*

zu Verfügung. Die Einzelkraft ist an einen Gliedpunkt gebunden und kann richtungstreu zu diesem Glied oder dem Gestell wirken. Die Linearfeder verbindet zwei Punkte verschiedener Glieder.

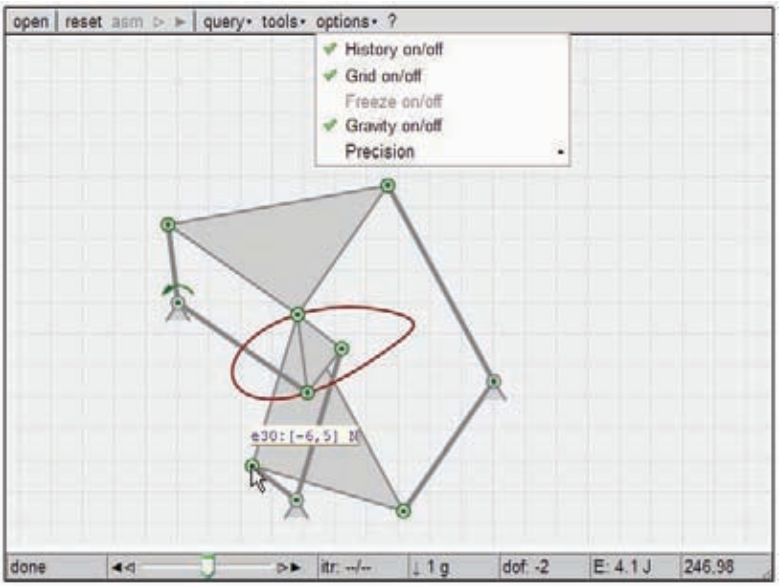


Bild 4: MecEngine Browseransicht (Google Chrome 13)

Es werden verschiedene interaktive Abfragen sowie Analysen unterstützt.

- Gesamtfreiheitsgrad *(Grübler)*
- Geschwindigkeiten
- Beschleunigungen
- Kräfte und Momente
- Masse und Trägheit
- energetischer Zustand
- Koppelkurven
- Pole und deren Bahnen

Dabei stützen sich einige Analyseformen auf ein Protokoll der Mechanismenzustände während der einzelnen Simulationszeitpunkte.

Bild 4 zeigt eine Browseransicht der Webanwendung am Beispiel der *Roberts'schen* Gelenkviereck-Tripel. Die obere Menüleiste erlaubt Benutzeraktionen und -einstellungen hinsichtlich Import / Export von Modelldaten, Simulationssteuerung, Analysevorgaben und Modelloptionen. Unterhalb des

interaktiven Grafikbereichs liegt die Statusleiste, die neben Gravitations- und Energieinformation auch ein Wiederholen protokollierter Modellzustände erlaubt.

4.4 Modellbeschreibung

Die Webapplikation wird in ein beliebiges HTML-Dokument eingebettet.

```
<!DOCTYPE html>  <!-- HTML 5 -->
<html>
  <head>
    <title>Schubkurbel</title>
    <link rel="stylesheet" type="text/css" href="mec.css">
    <script src="mec.js"></script>
  </head>
  <body>
    <h1>Schubkurbel</h1>
    <canvas class="mec-canvas"
            width="600" height="400"
            data-src="./getriebe/schubkurbel.mec">
    </canvas>
  </body>
</html>
```

Code 1: Minimales HTML-Dokument als *MecEngine* Anwendung.

Codebeispiel 1 veranschaulicht, dass hierzu genau drei HTML-Elemente genügen. Mittels **<link>** wird die Stilinformation für Menüs, Statuszeile und das Canvaselement im CSS-Format geladen. Das **<script>** Element lädt den Programmcode der Webanwendung, initialisiert die Benutzeroberfläche und ein eventuell existierendes Mechanismenmodell. Das **<canvas>** Element dient der grafischen Mechanismendarstellung und stellt

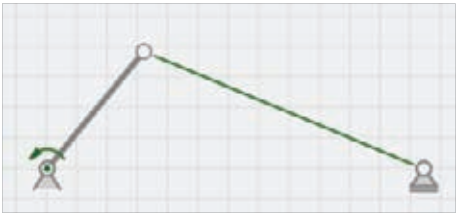


Bild 5: Getriebebeispiel Schubkurbel

Angaben hinsichtlich der Größe des Grafikbereichs und des Speicherorts der Datei, die die Mechanismenbeschreibung enthält, bereit. Alternativ kann jene Beschreibung unmittelbar im **<canvas>** Element selbst platziert werden.

```
{ "type": "model",
  "title": "Schubkurbel",
  "gravity": {"x":0,"y":-9.81},
  "history": true,
  "bodies": [
     { "type":"line","id":"a","p1":{x:200,y:200},
                              "p2":{x:250,y:200} },
     { "type":"nodfix","id":"A","x":200,"y":200 },
     { "type":"nodflt","id":"B","x":350,"y":200 }
  ],
  "joints": [
     { "type":"rev","body1":"a",p1:"p1","body2":"A",
                  "drive":{"range":6.28,"dt":3}  },
     { "type":"bar","body1":"a",p1:"p2","body2":"B" }
  ]
}
```

Code 2: Beschreibung des Schubkurbelgetriebes im JSON-Format.

Als primäres Beschreibungsformat wurde *JSON*[13] gewählt. Dieses einfache, populäre, menschen- und maschinenlesbare Webformat ist hier schlicht eine bessere Alternative zu *XML,* harmonisiert vorzüglich mit *Javascript* und kann mit wenig Aufwand in andere Darstellungen konvertiert werden.

4.5 Beispiele

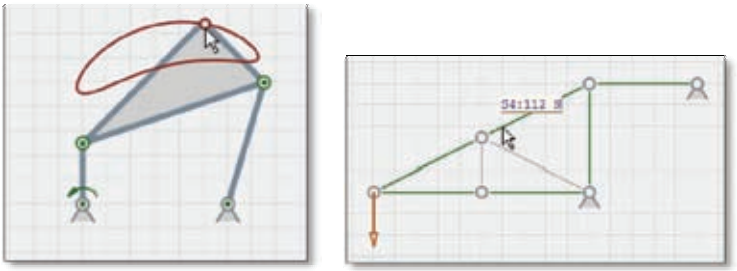


Bild 6: Kurbelschwinge (l) und Fachwerk (r)

13 ***J**avas**c**ript **O**bject **N**otation – s. http://www.json.org/*

Bild 6 links zeigt eine Kurbelschwinge mit der Kurvenbahn eines ihrer Koppelpunkte. Mit einem Protokoll der vergangenen Glieder- und Gelenkzustände (optional) kann diese Koppelkurve nachträglich interaktiv beliebig verschoben werden.

In Bild 6 rechts wurde ein einfaches ebenes, statisch bestimmtes Fachwerk mittels Knotengliedern und Stabgelenken modelliert. Unmittelbar nach dem "Zusammenbau" sind die Stabkräfte verfügbar und können durch Überfahren mit dem Mauszeiger erfragt werden. Die hellgrau angezeigten Stäbe (in der Mitte) sind Nullstäbe.

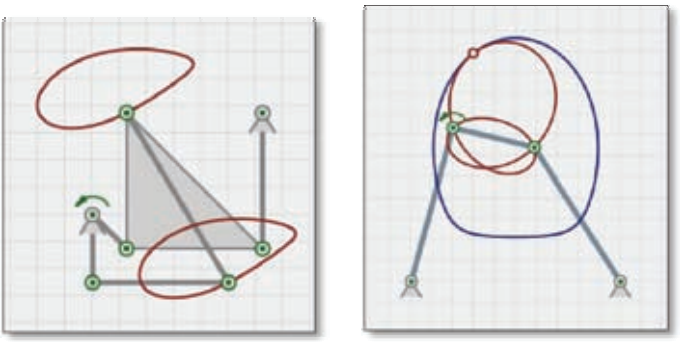


Bild 7: sechsgliedriges Zweistandgetriebe (l) und Doppelschwinge (r)

Bild 7 links zeigt ein sechsgliedriges Getriebe, das aus den Roberts'schen Ersatzgetrieben (Bild 4) hervorgeht und dessen Koppel parallelgeführt wird. Die Vorgehensweise der Überführung erläutert *Modler* sehr anschaulich im Abschnitt "Mehrfache Erzeugung von Koppelkurven" seines Lehrbuchs *[mod95]*.

Bild 7 rechts zeigt Momentanpol, Gangpolbahn und Rastpolbahn der umlaufenden Koppel einer Doppelschwinge. Der Drehantrieb wurde im Gelenk zwischen Koppel und linker Schwinge angeordnet. In beiden Fällen war ein Protokoll der vergangenen Mechanismenzustände notwendig.

Bild 8 links zeigt eine angetrieben Kurbel, die vertikal schwingfähig gelagert ist. Beim gleichförmigen Umlauf erzeugt die Drehbewegung des Massenmittelpunkts der Kurbel eine überlagerte Schwingbewegung. Ein

Vorhandensein von Gravitation verschiebt erwartungsgemäß lediglich die Gleichgewichtslage.

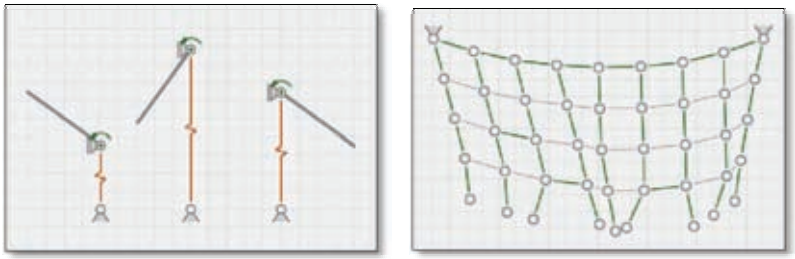


Bild 8: schwingend gelagerte Kurbel (l) und Netz (r)

In Bild 8 rechts wird ein Netz im Schwerefeld simuliert. Es dient als Rechenleistungstest für umfangreiche Mechanismen und besteht aus 45 Knotengliedern und 68 Seilgelenken bei einem Gesamtfreiheitsgrad von 19 nach *Grübler*. Ein Seilgelenk ist als *einseitig* wirkendes Stabgelenk implementiert, das nur Zugkräfte aufnehmen kann und dessen Länge einen vorgegebenen Wert nicht über- jedoch unterschreiten darf. Die Anfangskonstellation kann interaktiv durch Ziehen der Knoten mittels Mauszeiger festgelegt werden.

5 Ergebnisse

Als positives Ergebnis der Machbarkeitsstudie liegt nunmehr eine rein clientseitige Webanwendung vor.

Die Implementierung der mechanischen Formalismen und numerischen Verfahren ist mit der Programmiersprache *Javascript* durchgeführt worden. Die leichtgewichtige Objektstruktur und der dynamische Charakter dieser Sprache hat sich als vorteilhaft und insbesondere bei Objekterweiterungen zur Laufzeit als sehr flexibel erwiesen. Dieselbe Problemlösung mit statischen Programmiersprachen *(C++, C#, Java)* ist erfahrungsgemäß sperriger und resultiert in komplexerer Architektur und umfangreicheren Code.

Die Anwendung ist unter Beachtung des *Model/View/Controller*-Prinzips implementiert und besteht aus einer Objektbibliothek, deren Schnittstellendokumentation automatisch aus Quelltext-Kommentaren gewonnen werden kann. Die Anwendung selbst ist letztlich eine leichte Schale um eben diese

Bibliothek und erzielt dann insgesamt eine recht geringe Größe von etwa 150 KB. Sie qualifiziert sich als reine Webanwendung ohne serverseitigen Anteil für einen Einsatz als *Webservice* im Sinne dessen, was gegenwärtig als *Cloud Computing* bezeichnet wird. Genauso gut kann die *MecEngine* im Intranet, letztlich jedoch auch problemlos als lokale Anwendung direkt auf dem Rechner des Nutzers eingesetzt werden. Als Rechnerhardware sind kleine tragbare Geräte bis hin zu üblichen Tischcomputern adressiert.

Die Anwendung läuft bei den getesteten Beispielmechanismen mit zufriedenstellendem bis sehr gutem Geschwindigkeitsverhalten. Dabei hat es sich bewährt, die Ergebnisgenauigkeit konkurrierend zur Geschwindigkeit seitens des Benutzers in drei Stufen *gering* / *mittel* / *hoch* einstellen zu lassen.

Das hier verwendete impulsbasierte Verfahren macht bisher einen recht robusten Eindruck. Gelenkkräfte sind als Ergebnis stets verfügbar, ein Zusammenbau des Mechanismus ist auch aus völliger *Unordnung* heraus möglich, Verzweigungslagen werden konsistent zur Trägheit der Massen weiter behandelt und invalide Getriebestellungen irgendwie glaubhaft dargestellt. Jedoch verliert das Verfahren allmählich an Stabilität, wenn sich in einer kinematischen Kette Glieder mit sehr stark unterschiedlichen Massen (Faktor 10^2) befinden.

Der Nutzwert für den Konstrukteur in der Praxis ist bestenfalls gering. Dieser findet in seinem Arbeitsumfeld ausgereifte, leistungsstarke Hilfsmittel mit hohem Integrationsgrad. Ein praktischer Einsatz von *MecEngine* ist jedoch möglich und sinnvoll für Aufgaben der webbasierten Lehre und technischen Dokumentation.

Literatur

[ben07] Jan Bender, *Impulsbasierte Dynamiksimulation von Mehrkörpersystemen in der virtuellen Realität.* Dissertation, Fakultät für Informatik, Universität Karlsruhe, 2007.

[cat05] Erin Catto. *Iterative Dynamics with Temporal Coherence.*

[ebe03] David H. Eberly. *Game Physics*. Morgan Kaufmann, 2003.

[fau97] Francois Faure. *Interactive Solid Animation Using Linearized Displacement Constraints, 9th Eurographics Workshop on Computer Animation and Simulation*, Lisbon, September 1997.

[fau99] Francois Faure. *Fast Refinable Equation Solution for Articulated Solid Synamics*. IEEE Transactions on visualisation and Computer Graphics, Volume 5, Number 3, page 268-276. July 1999.

[go92] Stefan Gössner. *Ein kinematisches Modell zur Analyse materialflußtechnischer Bewegungsabläufe. Verlag Praxiswissen, 1992.*

[go10] Stefan Gössner. *Web based Mechanism Simulation and Analysis utilizing a Physics Engine.* Front Trends – Webtechnology Conference, Warsaw, 2010.

[lac07] Claude Lacoursiere. *Ghosts and Machines: Regularized Variational Methods for Interactive Simulations of Multibodies with Dry Frictional Contacts.* PhD Thesis, Department of Computing Science, Umea University, Sweden.

[mod95] Kurt Luck, Karl-Heinz Modler. *Getriebetechnik. Analyse, Synthese, Optimierung.* Springer Verlag, 1995

[wit01] Andrew Witkin and David Baraff. *Physically based modeling.* Computer Graphics, Course Notes, 2001.

Mechanismen zur kinematisch ungleichförmigen Führung von Schwungmassen

Dipl.-Ing. Mathias Pfabe

Prof. Dr.-Ing. Christoph Woernle

Lehrstuhl für Technische Mechanik / Dynamik,
Fakultät für Maschinenbau und Schiffstechnik
Universität Rostock

Kurzfassung

Moderne, hoch aufgeladene Verbrennungsmotoren erzeugen stark ungleichförmige Drehmomente an der Kurbelwelle. Um die daraus resultierenden Schwingungen nicht auf das Getriebe und den Antriebsstrang zu übertragen, werden Schwungmassen zur Trägheitserhöhung und Masse-Feder-Dämpfer-Systeme zur Isolation oder Tilgung eingesetzt. Die schwingungsreduzierende Wirkung einer Schwungmasse kann erweitert werden, indem die Schwungmasse nicht starr, sondern durch ein ungleichförmig übersetzendes Getriebe an die Kurbelwelle angebunden wird. Hierzu werden verschiedene Getriebevarianten beschrieben und die Auslegung eines Räderkoppelgetriebes mit Hilfe eines Mehrkörpermodells vorgestellt.

Abstract

Modern combustion engines generate highly fluctuating torques at the crankshaft. To reduce the resultant crankshaft oscillations and their transmission to the driveline, flywheels and spring-damper systems like the dual mass flywheel are provided. The efficiency of a flywheel can be extended by coupling the flywheel to the crankshaft using a non-uniformly transmission. Several mechanisms for this purpose are described. Furthermore, a parameter synthesis for a gear-wheel mechanism by means of a multibody model is presented.

1 Einleitung

Gesetzliche Forderungen und das veränderte Umweltbewusstsein stellen die Automobilindustrie vor große Herausforderungen. Eine daraus resultierende Entwicklung bei den Verbrennungsmotoren ist das so genannte Downsizing. Dies bedeutet die Steigerung der Zylinderdrücke durch Aufladung, die Reduzierung der Zylinderanzahl und höhere Motormomente bei immer geringeren Drehzahlen. Die Veränderung der Drehmomentencharakteristik eines typischen Vierzylinder-Dieselmotors zeigt Bild 1. Diese Entwicklung führt zu höheren Ungleichförmigkeiten des Motormoments bei niedrigeren Erregerfrequenzen. Um die gleichfalls steigenden Anforderungen an den Geräuschkomfort des Antriebsstrangs zu erfüllen, sind neue Maßnahmen zur Reduzierung der motorinduzierten Drehschwingungen notwendig.

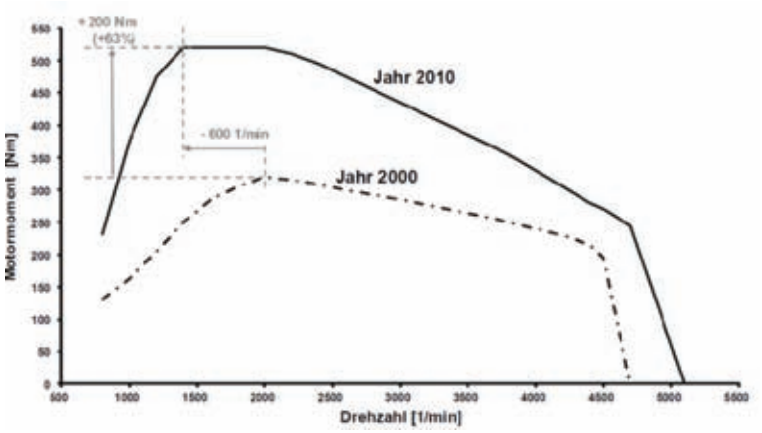


Bild 1: Veränderung der typischen Drehmomentencharakteristik im Zeitraum 2000 - 2010 [1]

1.1 Maßnahmen zur Reduzierung von Drehschwingungen

Zur Schwingungsisolation bei niedrigen Drehzahlen reichen die kurbelwellenseitige Schwungmasse (EMS) und der klassische Torsionsdämpfer nicht aus. Erst mit dem heute weit verbreiteten Zweimassenschwungrad (ZMS) kann eine wirkungsvolle Schwingungsisolation der Getriebeeingangswelle erreicht werden. Die Drehungleichförmigkeit des

Motors erhöht sich jedoch mit dem ZMS, da die primäre Schwungmasse auf der Kurbelwelle kleiner ist als bei einem konventionellen Schwungrad. Dies führt zu vergrößerten Schwingungen in den an die Kurbelwelle angeschlossenen Nebenaggregat-Antrieben, wie z.B. Steuertrieb, Ausgleichswellenantrieb oder Generator, und erfordert dort zusätzliche Maßnahmen. Die aktuelle Entwicklung der Motorkonzepte zeigt zunehmend physikalische Grenzen des ZMS auf. Aus diesem Grund werden in den letzten Jahren verstärkt alternative bzw. ergänzende Maßnahmen zur Reduzierung motorinduzierter Schwingungen untersucht, wie z.B. die Weiterentwicklung des Fliehkraftpendels bzw. drehzahladaptiven Tilgers (DAT).

Aus der Patentliteratur sind Konzepte zur Schwingungsreduzierung bekannt, die auf kinetischen Kompensationsmomenten von Schwungmassen basieren. In [4,6] werden Schwungmassen beschrieben, deren Trägheitsmoment über dem Kurbelwellenwinkel durch ungleichförmig übersetzende Getriebe zwangläufig verändert wird. Alternativ kann die Drehbewegung einer Schwungmasse gegenüber der Kurbelwelle durch ein Getriebe zwangläufig ungleichförmig geführt werden [3,5]. Da sich das Wechselmoment eines Verbrennungsmotors in Abhängigkeit von der Last und der Drehzahl in weiten Grenzen ändert, ist es erforderlich, das Kompensationsmoment an den aktuellen Betriebszustand des Motors anzupassen. Hierzu muss die Ungleichförmigkeit des Getriebes möglichst kontinuierlich einstellbar sein.

1.2 Ziel der Untersuchungen

Es sollen ungleichförmig übersetzende Getriebe gefunden werden, welche die Drehbewegung einer Schwungmasse relativ zur Kurbelwelle zwangläufig führen und dabei die folgenden Anforderungen erfüllen:

1. Erzeugung einer beliebigen, gewünschten Hauptordnung des kinetischen Kompensationsmoments
2. Kontinuierliche Einstellung des Ungleichförmigkeitsgrades
3. Kontinuierliche Einstellung der Phasenlage
4. Realisierung eines möglichst direkten Kraftflusses zwischen Schwungmasse und Kurbelwelle

Bei der Auslegung ist zusätzlich zu beachten, dass weder das von der geführten Schwungmasse, noch das vom Verbrennungsmotor erzeugte Wechselmoment einer einzelnen Harmonischen entspricht. Daher ist es sinnvoll, bei der Maßsynthese des Getriebes neben der Hauptkompensationsordnung auch die höheren Ordnungen zu berücksichtigen.

In diesem Beitrag werden nach dem Prinzip der zwangläufig ungleichförmigen Führung der Schwungmasse durch die Kurbelwelle getriebetechnische Varianten zur Kompensation von Motor-Wechselmomenten analysiert. Des Weiteren wird für ein Räderkoppelgetriebe die Maßsynthese durch numerische Optimierung vorgestellt.

2 Analyse möglicher Getriebevarianten

Ausgehend von der Zielstellung werden fünf verschiedene getriebetechnische Varianten zur Ankopplung der Schwungmasse an die Kurbelwelle vorgestellt.

2.1 Getriebevariante mit doppeltem Viergelenk

In dem von der Meta Motoren- und Energie-Technik GmbH in [3] beschriebene Lösung gemäß Bild 2, ist die zur Erzeugung des kinetischen Kompensationsmomentes notwendige Schwungmasse auf der Kurbelwellenachse drehbar gelagert und mit der Kurbelwelle über zwei hintereinander geschaltete Viergelenke $ABCD$ und $DCEA$ verbunden. Die Einstellung der Höhe des Kompensationsmomentes erfolgt über die Änderung der Exzentrizität $l(t)$ des Lagerpunktes D des Zwischenhebels mit Hilfe eines Linearaktuators. Wird die Exzentrizität zu Null gesetzt, so laufen Kurbelwelle und Schwungmasse mit gleicher Winkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_{\mathrm{KW}} = \dot{\varphi}_{\mathrm{SW}}$ um. Ist die Exzentrizität ungleich Null, so entsteht eine Relativbewegung $\Delta\varphi = \varphi_{\mathrm{SW}} - \varphi_{\mathrm{KW}} = f(\varphi_{\mathrm{KW}}, l)$ zwischen Kurbelwelle und Schwungmasse.

Das hieraus resultierende Trägheits-Drehmoment der Schwungmasse wird durch das Getriebe auf die Kurbelwelle übertragen und wirkt bei richtiger Einstellung der Exzentrizität und der Phasenlage als Kompensationsmoment.

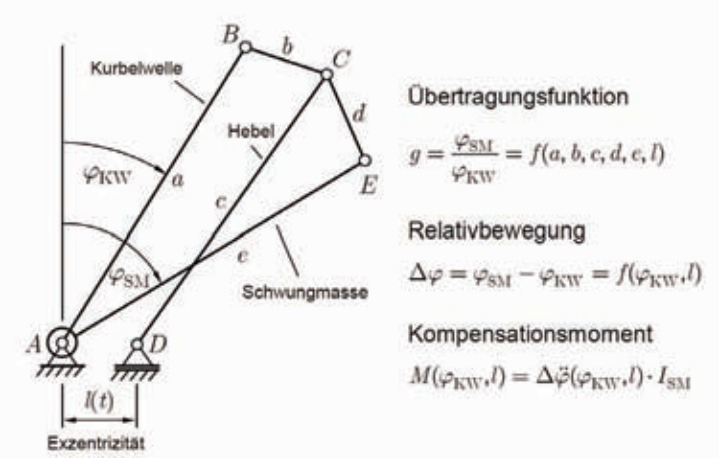


Bild 2: Getriebeschema des doppelten Viergelenkes für die ungleichförmige Führung der Schwungmasse eines Verbrennungsmotors.

Ein Vorteil dieses Getriebes ist die Einstellung der Exzentrizität und damit des erzeugbaren Kompensationsmomentes im ruhenden System. Weiterhin vorteilhaft ist der direkte Kraftfluss zwischen Schwungmasse und Kurbelwelle, der den Verstellmechanismus nur gering belastet. Je nachdem, ob die Strecklage von BCE durchlaufen wird, kann mit dem System allerdings nur die erste oder zweite Ordnung des Erregermoments als Hauptordnung kompensieren werden. Das System ist daher bevorzugt nur für Zwei- und Vierzylinder-Viertakt-Reihenmotoren geeignet. Weiterhin ist die i. Allg. erforderliche Anpassung der Phasenlage des Kompensationsmoments, soweit in [6] beschrieben, nicht vorgesehen.

2.2 Getriebevariante mit doppeltem Viergelenk und zusätzlichem Stirnradgetriebe

Zur Erzeugung einer beliebigen Ordnung des Kompensationsmoments wird in der Patentschrift [6] vorgeschlagen, das System aus Bild 2 über ein gleichförmig übersetzendes Getriebe, bevorzugt ein Stirnradgetriebe, an die Kurbelwelle anzukoppeln, siehe Bild 3. Zusätzlich kann eine Verstellung der Phasenlage realisiert werden, indem der Punkt D nicht nur radial, sondern

auch in Umfangsrichtung verschoben wird. Die Einstellung der Amplitude und Phasenlage des Kompensationsmomentes erfordert dann zwei Aktuatoren, die aber in vorteilhafter Weise weiterhin im ruhenden System angeordnet sind.

Der Nachteil dieser Anordnung ist der große konstruktive Bauraum durch die zusätzliche Welle sowie der ungünstige Kraftfluss, da die vom System erzeugten wechselnden Kompensationsmomente von bis zu 1000 Nm über die Zahnradstufe übertragen werden. Dies führt wiederum zu einem großen Bauraum des Stirnradgetriebes und zu hohem Gewicht des Gesamtsystems.

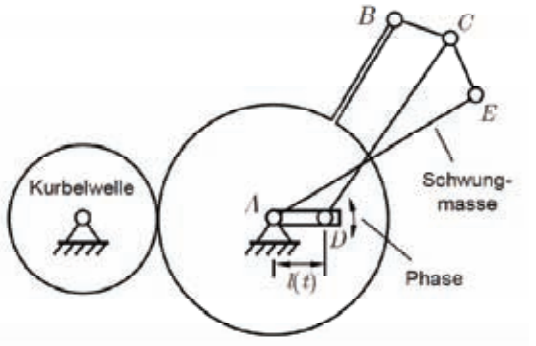


Bild 3: Erweiterung der Getriebevariante aus Bild 2 um ein Stirnradgetriebe und um die Einstellung der Phasenlage des Kompensationsmoments

2.3 Getriebevariante mit doppeltem Viergelenk und umlaufendem Exzenterpunkt

Die Stirnradstufe gemäß Bild 3 kann vermieden werden, indem der Exzenterpunkt D mit einer definierten Drehzahl um die Kurbelwellenachse A umläuft, siehe Bild 4. Durch die Wahl der Übersetzung i zwischen Kurbelwellengeschwindigkeit $\dot{\varphi}_{\mathrm{KW}}$ und Exzenterpunktgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_{\mathrm{Hebel}}$ lässt sich jede beliebige Ordnung des Kompensationsmomentes einstellen. Ein weiterer Vorteil ist der nun wieder gemäß der Variante aus Bild 2 hergestellte direkte Kraftfluss zwischen Schwungmasse und Kurbelwelle. Die Exzentrizität wird nun über die Änderung des Umlaufradius $l(t)$ eingestellt, was jedoch im rotierenden System geschehen muss. Konstruktiv

ist ein solches System aufwendig, da zur Realisierung der Umlaufbewegung des Exzenterpunkts D ein weiteres Getriebe nötig ist, welches nicht ohne eine Vorgelegewelle auskommt. Die Einstellung der Phasenlage α des Kompensationsmomentes muss ebenfalls im rotierenden System erfolgen.

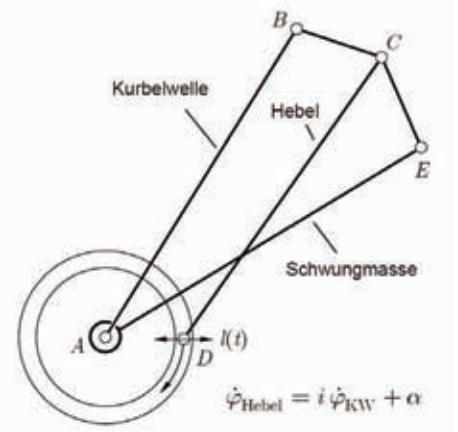


Bild 4: Erweiterung der Getriebevariante aus Bild 2 um die zwangläufig geführte Umlaufbewegung des Exzenterpunkts $\boldsymbol{D}$

2.4 Gelenkviereck mit Stirnradgetriebe und verstellbarer Antriebskurbellänge

Alternativ zu den bisher vorgestellten Getriebevarianten (Kapitel 2.1 bis 2.3) mit zwei Viergelenken kann ein Viergelenk zusammen mit einer Stirnradstufe gemäß Bild 5 zur Erfüllung der Zielstellung verwendet werden. Auch hier ist die Schwungmasse koaxial und drehbar auf der Kurbelwelle gelagert. Die als Stirnrad 1 ausgeführte Antriebskurbel BC des Viergelenks $ABCD$ wird durch das mit der Kurbelwelle verbundene Stirnrad 0 angetrieben und bewegt mit Hilfe der Koppel CD die mit dem Ausgangshebel AD verbundene Schwungmasse. Die Ungleichförmigkeit der Übersetzung und damit die Höhe des Kompensationsmoments wird durch die Einstellung der Länge e der Antriebskurbel BC (Exzentrizität) eingestellt. Die Verstellung erfolgt damit in dem um den Punkt B rotierenden System des Stirnrades 1. Ist die Länge e gleich Null, so ist die Schwungmasse AD in Ruhe.

Die Grundordnung des Kompensationsmoments wird über das Übersetzungsverhältnis der Stirnradstufe 0-1 festgelegt. Zusätzlich kann die Phasenlage des Kompensationsmomentes durch die Verdrehung der Verbindung AB um die Kurbelwellenachse im ruhenden System eingestellt werden.

Das System hat den Vorteil, dass die Schwungmasse AD nicht mit Kurbelwellengeschwindigkeit umläuft, sondern nur um ihre Ruhelage schwingt. Somit müssen bei Beschleunigung oder Verzögerung der Kurbelwelle im instationären Motorbetrieb die Drehträgheiten der Schwungmasse nicht mitbeschleunigt werden.

Ungünstig ist der Kraftfluss, da das Kompensationsmoment wieder über eine wechselnd belastete Zahnradstufe auf die Kurbelwelle übertragen wird. Nachteilig sind auch die Hebelverhältnisse, da die Länge des Antriebshebels BC kleiner ist als die Länge des Ausgangshebels AD, wodurch nur ein relativ kleines Moment auf das Stirnrad 1 übertragen werden kann.

Dieses System wurde 1986 in ähnlicher Form von der Volkswagen AG patentiert [5], es kam jedoch nicht zum Einsatz.

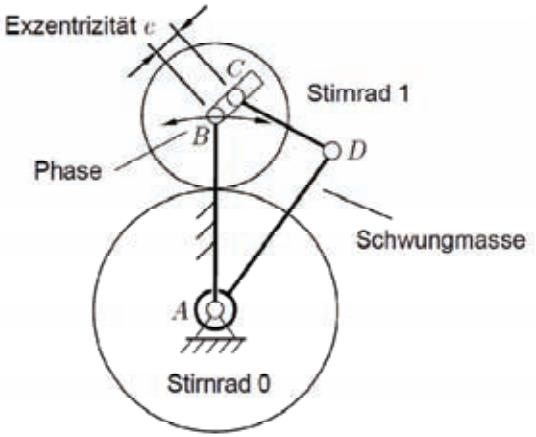


Bild 5: Gelenkviereck mit Stirnradgetriebe und verstellbarer Antriebskurbellänge

2.5 Räderkoppelgetriebe mit stehendem Sonnenrad

Durch Gestellwechsel entsteht aus dem Getriebe nach Bild 5 das in Bild 6 gezeigte Räderkoppelgetriebe. Das Stirnrad 0 steht nun fest, während der Hebel AB des Gelenkvierecks $ABCD$ fest mit der Kurbelwelle verbunden ist.

Das Stirnrad 1 läuft nun als Planetenrad um das Stirnrad 0, welches nun ein Sonnenrad ist, um. Die Schwungmasse AD läuft ebenfalls um, wobei die mittlere Winkelgeschwindigkeit derjenigen der Kurbelwelle entspricht. Gegenüber der Anordnung in Bild 5 ist die Zahnradstufe deutlich weniger belastet, da die Kraft der Koppel CD direkt durch das Planetenrad auf die Kurbelwelle übertragen wird. Die Zahnradverbindung stützt lediglich das am Planetenrad entstehende Moment auf Grund der Exzentrizität e ab.

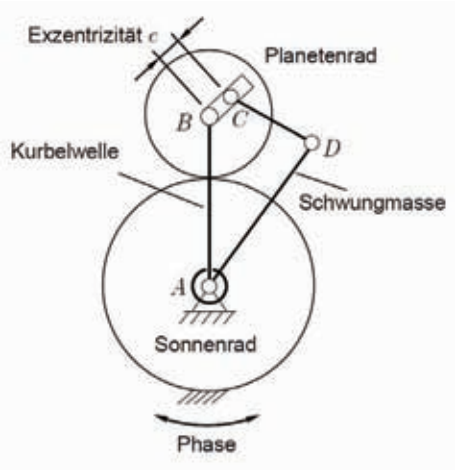


Bild 5: Räderkoppelgetriebe

Ein weiterer großer Vorteil dieser Anordnung ist die mögliche hohe Relativbeschleunigung zwischen Schwungmasse AD und Kurbelwelle AB. Dies wird deutlich, wenn der Bewegungszustand des Planetenrades mit dem Momentanpol M betrachtet wird und zusätzlich angenommen wird, dass die Exzentrizität e dem Wälzkreisradius des Planetenrades entspricht, siehe Bild 6. Während einer Umdrehung des Planetenrades oszilliert die Geschwindigkeit des Exzenterpunktes C zwischen $v_{Exz} = 0$ und $v_{Exz} = 2k\dot{\varphi}_{KW}$. Dies hat zur Folge, dass die Winkelgeschwindigkeit der

Schwungmasse ebenfalls zwischen Null und annähernd der doppelten Kurbelwellen-Winkelgeschwindigkeit oszilliert.

Konstruktiv ist dieser Extremfall nicht sinnvoll, er zeigt aber das Potential des Räderkoppelgetriebes auf. Für die Praxis relevant sind kleine Exzentrizitäten e, die im doppelt rotierenden System (Drehung um die Kurbelwellenachse und um die Planetenradachse) auch einstellbar und konstruktiv umsetzbar sind. Ist die Exzentrizität e klein im Vergleich zum Planetenradradius r_{PR} so bewirkt die Koppelkraft auch nur ein kleines Moment am Planetenrad welches durch die Zahnradpaarung abgestützt werden muss. Das an der Kurbelwelle erzeugte Moment berechnet sich aus dem Kreuzprodukt $\overrightarrow{M}_{\mathrm{KW}} = \left(\overrightarrow{k} + \overrightarrow{l}\right) \times \overrightarrow{F}_{\mathrm{Koppel}}$ und ist somit deutlich größer.

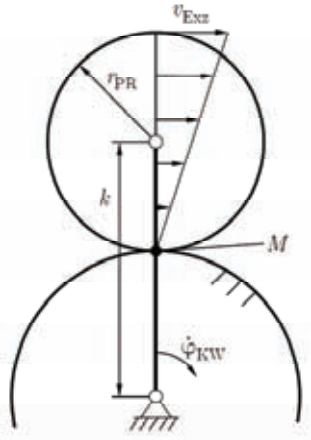


Bild 6: Bewegungszustand des Planetenrades

Mit diesem System lässt sich über das Radienverhältnis der beiden Zahnräder jede beliebige Grundordnung des Kompensationsmomentes einstellen. Zusätzlich kann die Phasenlage des erzeugten Momentes durch die Verdrehung des Sonnenrades eingestellt werden. Eine konstruktive Schwierigkeit stellt allerdings die Verstellung der Exzentrizität e im rotierenden und umlaufenden System des Planetenrades dar. Hierfür werden im Folgenden zwei Lösungen erläutert, die in der Offenlegungsschrift [2] beschrieben sind.

Bei der in Bild 7 gezeigten Variante ist ein stehender Druckring (12) über ein Axiallager mit einem rotierenden Druckring (14) verbunden, der wiederum einen mit dem Planetenrad drehfest verbundenen Klotz (15) verschiebt. Der Klotz wird im Planetenrad über eine Feder (16) auf eine schiefen Ebene gedrückt, so dass er sich bei axialer Verschiebung gleichzeitig auch radial zum Planetenrad verschiebt und somit zur Einstellung der Exzentrizität genutzt werden kann. Nachteile dieser Ausführung sind die entstehende Bohrreibung zwischen dem rotierenden Druckring und dem Klotz sowie die Verwendung der Feder, die so dimensioniert werden muss, dass sie die Kräfte aus der Koppel hält.

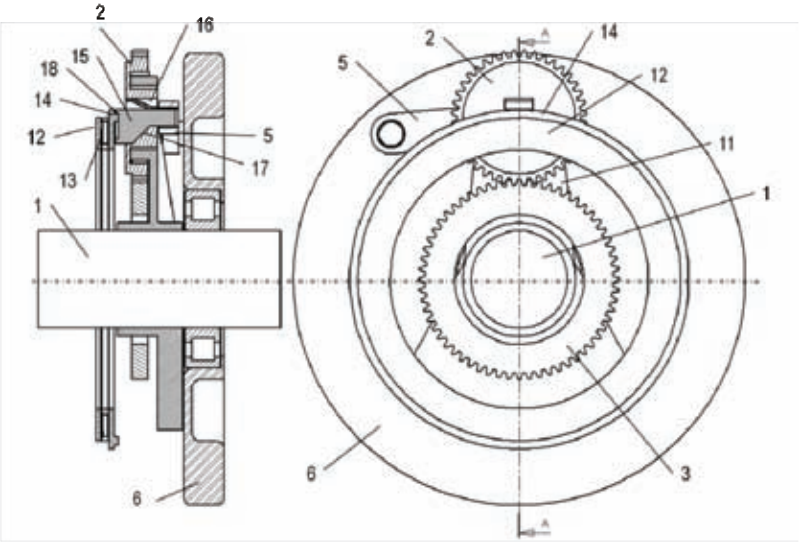


Bild 7: Einstellung der Exzentereinstellung durch axiale Verschiebung des Druckrings (12)

Eine zweite Variante zur Einstellung der Exzentrizität besteht in einer doppelten Planetenradanordnung, siehe Bild 8. Hierbei wird jeweils koaxial zu dem Sonnenrad (3) und dem Planetenrad (2) ein weiteres Sonnenrad (19) und Planetenrad (20) mit jeweils gleichen Durchmessern angeordnet. Über eine im zweiten Planetenrad (20) gefräste Bahn wird ein im ersten Planetenrad (2) drehfest gelagerter Klotz (21) radial verschoben indem die

Planetenräder (2) und (20) relativ zueinander verdreht werden. Dies geschieht durch eine Verdrehung des Sonnenrades (19) relativ zum Sonnenrad (3) im ruhenden System. An dem Klotz (21) ist die Koppel (5) drehbar gelagert. Insgesamt kann damit durch die relative Verdrehung der Sonnenräder die Exzentrizität vom Wert Null (kein Kompensationsmoment) zwangläufig bis zum Maximalwert (Kompensationsmoment mit maximaler Amplitude) verstellt werden.

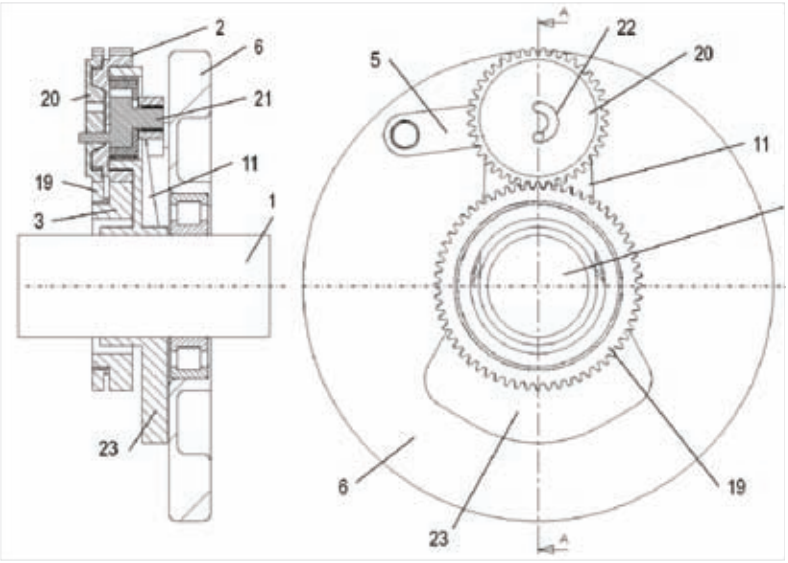


Bild 8: Exzentereinstellung durch Verdrehung zweier Zahnräder

3 Synthese der Kinematik des Räderkoppelgetriebes

Für das Räderkoppelgetriebe nach Bild 6 bzw. Bild 8 wird eine Maßsynthese durch numerische Optimierung durchgeführt. Hierzu werden zunächst die Übertragungsfunktionen des ungleichförmig übersetzenden Getriebes ermittelt, die für eine vollständige Kompensation gegebener Wechselmomente des Verbrennungsmotors erforderlich sind.

3.1 Auslegung am vereinfachten Modell

In Bild 9 ist ein stark vereinfachtes Modell eines Hubkolbenmotors mit einer durch ein allgemeines zwangläufiges Getriebe an die Kurbelwelle angebundenen Schwungmasse dargestellt.

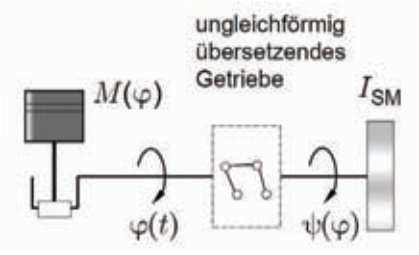


Bild 9: Vereinfachtes Modell eines Verbrennungsmotors mit ungleichförmig geführter Schwungmasse

Der Kurbelwellen-Drehwinkel $\varphi(t)$ wird ungleichförmig in den Drehwinkel $\psi(\varphi)$der Schwungmasse umgesetzt. Die konstante Drehträgheit der Schwungmasse ist I_{SM}. Für eine vorgegebene Drehung $\varphi(t)$ der Kurbelwelle ergibt sich das über das Getriebe an der Kurbelwelle abgestützte Moment der Schwungmasse $M(\varphi)$ gemäß

$$M(\varphi) = I_{\mathrm{SM}}\psi'^2 + I_{\mathrm{SM}}\psi'\psi''\dot{\varphi}^2 \tag{1}$$

mit $\psi' = \dfrac{\mathrm{d}\psi}{\mathrm{d}\varphi}$ und $\psi'' = \dfrac{\mathrm{d}^2\psi}{\mathrm{d}\varphi^2}$.

Entspricht das aus (1) für die konstante Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle $\dot{\varphi} = \Omega$ berechnete Moment

$$M(\varphi) = I_{\mathrm{SM}}\psi' \frac{\mathrm{d}\psi'}{\mathrm{d}\varphi}\psi''\Omega^2 \tag{2}$$

dem vom Motor erzeugten Wechselmoment, so erfolgt die vollständige Kompensation des ungleichförmigen Anteils des Anregungsmomentes. Damit kann für ein vorgegebenes Wechselmoment $M(\varphi)$ aus (2) der Verlauf der erforderlichen kinematischen Übertragungsfunktion $\psi(\varphi)$ berechnet werden. Hierzu werden in (2) die Variablen φ und ψ separiert,

$$\psi' \mathrm{d}\psi' = \frac{M(\varphi)}{I_{\mathrm{SM}} \Omega^2} \, \mathrm{d}\varphi \, . \tag{3}$$

Die Integration von (3) liefert mit der Integrationskonstanten C_1

$$\frac{d\psi}{d\varphi} = \sqrt{\frac{2}{I_{SM} \dot{\varphi}^2} \int_0^{\varphi} M(\varphi) d\varphi + C_1} \, . \tag{4}$$

Eine erneute Integration von (4) führt schließlich mit der weiteren Integrationskonstante C_2 auf die Übertragungsfunktion $\psi(\varphi)$,

$$\psi(\varphi) = \int_0^{\varphi} \sqrt{\frac{2}{I_{\mathrm{SM}} \Omega} \int_0^{\varphi} M(\varphi) \mathrm{d}\varphi + C_1 \mathrm{d}\varphi + C_2} \, . \tag{5}$$

Die Integrationskonstante C_1 berechnet sich über die Bedingung, dass die mittlere Winkelgeschwindigkeit der Schwungmasse der konstanten Winkelgeschwindigkeit Ω der Kurbelwelle entspricht. Die Konstante C_2 kann ohne Beschränkung der Allgemeinheit gleich Null gesetzt werden.

Die Übertragungsfunktion lässt sich allerdings nur in Sonderfällen durch ein ungleichförmig übersetzendes Getriebe mit gegebener Topologie erzeugen. Daher kann nur eine optimale Näherung gefunden werden.

3.2 Getriebesynthese mit Hilfe der Mehrkörpersimulation

Für die Maßsynthese des Räderkoppelgetriebes gemäß Bild 6 wird ein Mehrkörpermodell in SimMechanics™ aufgebaut. Hierbei wird das Getriebe und der vollständige Verstellmechanismus entsprechend der konstruktiven Ausführung nach Bild 8 mit allen massebehafteten Körpern implementiert. Neben den Bewegungen der Bauteile können damit die Kräfte und Momente in den Gelenken ermittelt werden und in Zielfunktionen für die Optimierung berücksichtigt werden. Hierzu wird das Modell in SimMechanics™ parametrisch aufgebaut. Nach der Definition der Zielfunktion und der für die Optimierung freigegebenen Parameter und deren Grenzen können optimale Lösungen numerisch ermittelt werden.

Für die Synthese des Räderkoppelgetriebes soll ein gewünschter Verlauf des Kompensationsmomentes $M^{\mathrm{soll}}(\varphi_k)$ vorgegeben werden. Hierzu wird die Zielfunktion

$$Z(p) = \sum_{k=1}^{N} \left[M(\varphi_k) - M^{\mathrm{soll}}(\varphi_k) \right]^2 = \min_p \tag{6}$$

definiert. Erweiterte Zielfunktionen können zum Beispiel die Minimierung der Lagerkräfte in der Koppel oder die Minimierung der Kräfte im Zahneingriff berücksichtigen.

Als Optimierungsparameter werden die Trägheit der Schwungmasse, die Länge der Koppel, die für das maximale Wechselmoment erforderliche Exzentrizität sowie der Radius des Ausgangshebels AD an der Schwungmasse gewählt. Zur Optimierung der Phasenlage des Kompensationsmoments muss zusätzlich der Anfangswinkel des Planetenrades freigegeben werden.

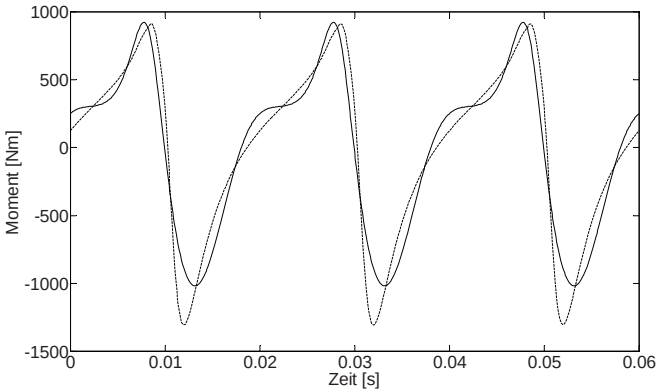


Bild 10: Gewünschter (gestrichelte Linie) und vom System erzeugter Verlauf (durchgezogene Linie) des Kompensationsmoments

In Bild 10 ist das negierten Wechselmoment eines Verbrennungsmotors und das von einem darauf optimierten Schwungmassensystem erzeugte Kompensationsmoment gezeigt. Es kann keine vollständige, aber insgesamt eine gute Näherung erreicht werden. Die Abweichungen begründen sich vor

allem in der eingeschränkten Klasse der mit dem Räderkoppelgetriebe realisierbaren Übertragungsfunktionen.

Der Vergleich der Winkelgeschwindigkeiten der Schwungmasse des optimierten Systems mit der analytischen Lösung nach (5) für jeweils dasselbe Wechselmoment zeigt ebenfalls eine gute Übereinstimmung, siehe Bild 11.

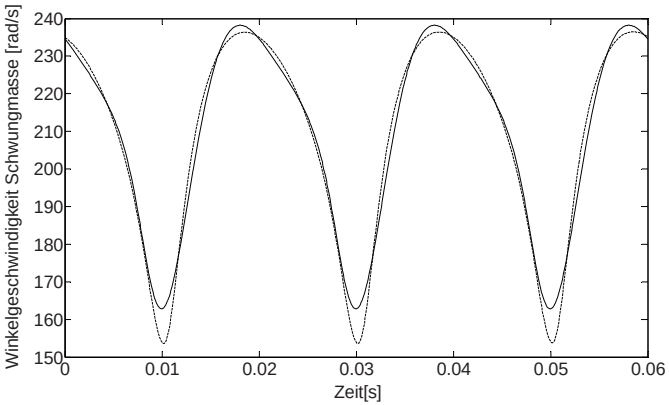


Bild 11: Optimale (gestrichelte Linie) und vom System erzeugte (durchgezogene Linie) Winkelgeschwindigkeit der Schwungmasse

Die Veränderung des Kompensationsmomentes bei Reduzierung der Exzentrizität ist in Bild 12 dargestellt. Zu sehen ist das vom optimierten System erzeugte Kompensationsmoment bei voller Exzentrizität BC sowie bei einem Drittel bzw. zwei Drittel der maximalen Exzentrizität. Diese Verstellung ermöglicht die Anpassung des Systems an veränderliche Betriebspunkte des Motors.

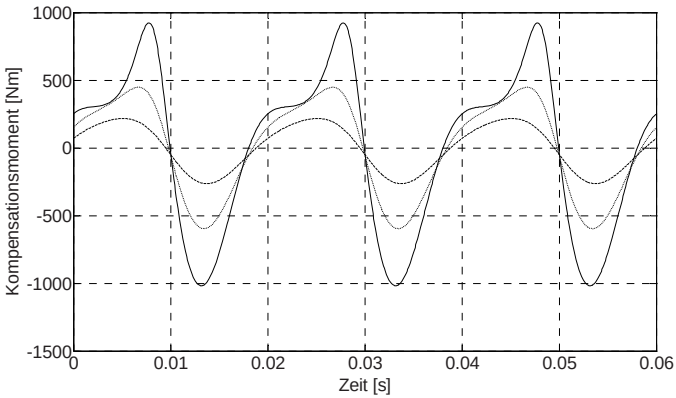


Bild 12: Kompensationsmoment bei $\boldsymbol{e = \frac{1}{3} e_{max}}$, $\boldsymbol{e = \frac{2}{3} e_{max}}$ bzw $\boldsymbol{e = e_{max}}$

4 Zusammenfassung

In dem Beitrag werden verschiedene Mechanismen vorgestellt, die eine Schwungmasse gegenüber der Kurbelwelle eines Verbrennungsmotors kinematisch ungleichförmig führen. Die vorgestellten Systeme können Kompensationsmomente beliebiger Hauptordnung zum Ausgleich der Wechselmomente des Verbrennungsmotors erzeugen. Gegenüber anderen schwingungsreduzierenden Maßnahmen, wie dem Zweimassenschwungrad oder dem Fliehkraftpendel, haben diese Systeme den Vorteil, dass sie die ungleichförmigen Anregungsmomente direkt am Ort ihrer Entstehung weitgehend kompensieren können, wodurch die Schwingungen der Kurbelwelle fast vollständig reduziert werden. Die vorgestellten Mechanismen werden hinsichtlich ihrer Vor- und Nachteile in Bezug auf den Kraftfluss im System und die Anpassung des Kompensationsmomentes an veränderliche Lastzustände des Verbrennungsmotors bewertet. Eine Zusammenfassung dieser Bewertung ist in Tabelle 1 zu sehen. Für ein als Räderkoppelgetriebe ausgeführtes System wird gezeigt, wie durch Parameteroptimierung ein vorgegebenes Wechselmoment kompensiert werden kann.

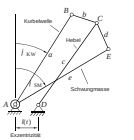
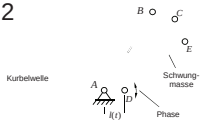
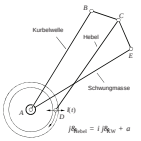
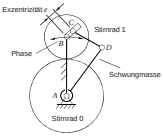
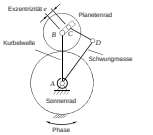
Kapitel und Variante	Amplitudeneinstellung	Phasenlageneinstellung	Grundordnung	Kraftfluss
2.1 	im ruhenden System	nicht angedacht	Erste oder zweite Ordnung	über Koppelgetriebe
2.2 	im ruhenden System	im ruhenden System	beliebig	über Rädergetriebe
2.3 	im rotierenden System	im rotierenden System	beliebig	über Koppelgetriebe
2.4 	im rotierenden System	im ruhenden System	beliebig	über Rädergetriebe
2.5 	im rotierenden System	im ruhenden System	beliebig	über Koppelgetriebe

Tabelle 1: Zusammenfassung der Variantenanalyse hinsichtlich der Zielstellung aus Kapitel 1.2

5 Literatur

[1] **Reik W, Findlin A, Seebacher R,** *Gute Schwingungen - Böse Schwingungen,* 6. Fachtagung Schwingungen in Antrieben, VDI-Tagungsband 2077, 2009

[2] **Hagemann K, Krechberger W, Eder T, Woernle C, Pfabe M,** *Kraftfahrzeugantriebsstrangvorrichtung, DE102010025188A1,* Januar 2011, Offenlegungsschrift

[3] **Kreutzer P, Essen M,** *Verfahren und Vorrichtung zum Vermindern von Drehungleichförmigkeiten der Kurbelwelle einer Kolbenbrennkraftmaschine, DE102007025549B4,* Mai 2007, Patentschrift

[4] **Breunig S, Hasenöhrl O,** *Antreibbare Welle mit beschleunigungsabhängig änderbarem Trägheitsmoment, DE19649712C2,* November 1996, Patentschrift

[5] **Brüdgam S, Schulze K,** *Einrichtung zum Ausgleich von Wechselmomenten, DE3642487C2,* Dezember 1986. Patentschrift

[6] **Bolzmann J,** *Vorrichtung zur Unterdrückung von Torsionsschwingungen der Ausgangswelle einer Maschine, insbesondere einer Brennkraftmaschine, DE4115811A1,* Mai 1991, Offenlegungsschrift

Roboterhandgelenke zum thermischen Schneiden

Dr.-Ing. Jörg Müglitz
ZIS Industrietechnik GmbH, Meerane, Germany

Prof. Dr.-Ing. Maik Berger
TU Chemnitz, Germany

Prof. Dr.rer.nat.habil. Elias Wegert
TU Bergakademie Freiberg, Germany

Einleitung

In der globalisierten Welt gehören Kreativität und neue Ideen zu den wenigen Möglichkeiten, einen Wettbewerbsvorteil zu erlangen.

In einem Fachgebiet- wie im vorliegenden Fall der Mechanismentechnik- das zumindest in Teilen als nicht mehr zeitgemäß erachtet wird und dessen spezifisches Wissen Gefahr läuft, vergessen zu werden, bieten sich denjenigen, die noch über diese Kenntnisse verfügen, reiche Betätigungsfelder. Wenn es gelingt, Altes- ungleichförmige übersetzende Getriebe- mit Neuem- der Computertechnik und den Möglichkeiten moderner Fertigungstechnik- zu verbinden, kann Alleinstellung entstehen.

Besonders für kleine Unternehmen mit geringer Markt- und Vertriebsmacht öffnen sich Nischen, in denen sich, relativ unbehelligt von den Branchengrößen, technische Lösungen entwickeln und vermarkten lassen.

1 Aufgabenstellung

In der Schweißtechnik sind häufig Führungsaufgaben zu lösen, die nach roboterähnlichen technischen Lösungen verlangen, sich jedoch mit handelsüblichen Industrierobotern aus unterschiedlichen Gründen nicht erfüllen lassen. Eine hierbei typische Anwendung ist das Orientieren eines Bearbeitungskopfes zum thermischen Schneiden mit Hilfe eines sogenannten Fasenaggregates.

Die Verfahren des thermischen Schneidens umfassen das Autogene Brennschneiden, das Plasmaschneiden und das Laserschneiden. Das technologische Werkzeug ist ein scharf gebündelter Strahl. Dieser wird von einem relativ massearmen, zylindrischen Bearbeitungskopf erzeugt und muss entlang einer Bahn mit hoher Geschwindigkeitskonstanz geführt und orientiert werden (Bild 1).

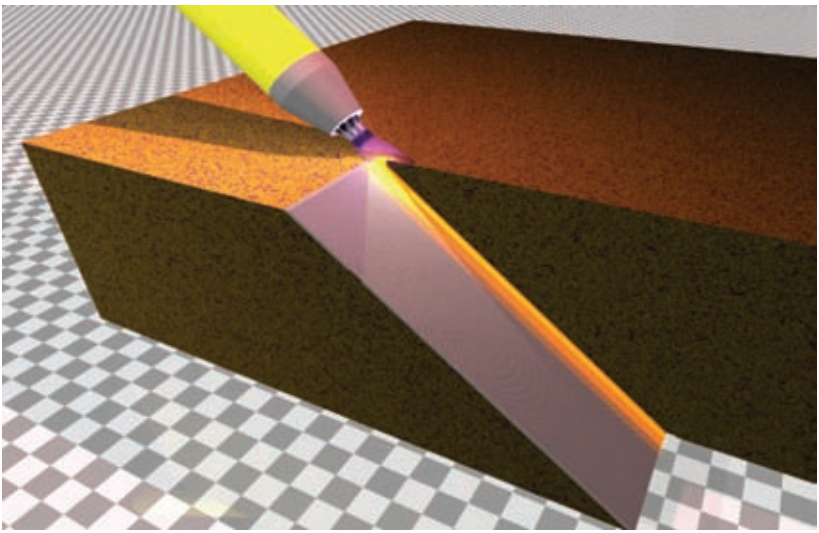


Bild 1: Wirkprinzip des thermischen Schneidens

Besonders bei der Herstellung von Fasen (Bild 2) trifft der Schneidstrahl nicht lotrecht, sondern unter einem Winkel von bis zu 60 Grad, gemessen zur Flächennormale, auf das Bauteil.

Zum Bearbeitungskopf führt ein biegeelastisches, drill- und knickempfindliches Kabel- und Schlauchpaket. Aus dem technologischen Prozess heraus gibt es kaum Reaktionskräfte auf die Maschine, dafür jedoch hohe Temperaturen, Staub, Rauch und flüssige Metallspritzer.

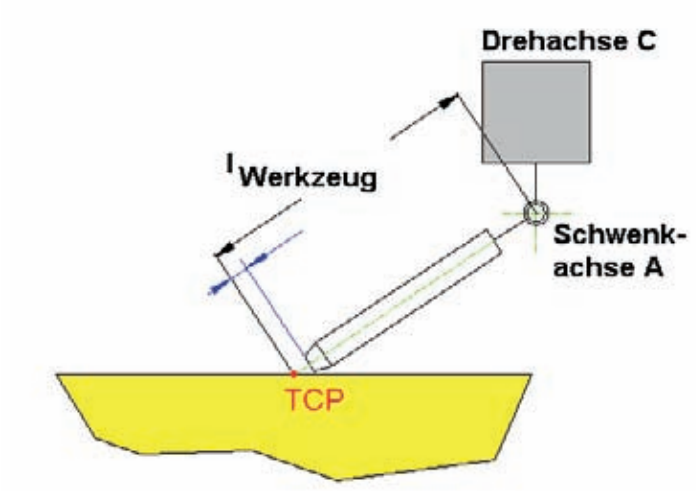


Bild 2: Handgelenkschema

2 Anforderungen

Der Schneidstrahl, das technologische Werkzeug, ist in erster Näherung rotationssymmetrisch. Zu seiner Orientierung sind zwei Bewegungsfreiheiten ausreichend, die von einer Baugruppe ermöglicht werden, die branchenüblich Fasenaggregat heißt.

Fasenaggregate- im Weiteren als Handgelenke bezeichnet- besitzen vorteilhaft zwei sich rechtwinklig schneidende Drehachsen und werden distal an einen Portalroboter geflanscht. Es entsteht eine serielle Anordnung von drei linearen und zwei rotatorischen Bewegungsachsen.

Aus Anwendung und Technologie erwächst ein Forderungskatalog, den das Fasenaggregat möglichst umfassend erfüllen soll. Eine Kernforderung ist jene nach kinematischer Entkopplung von Positions- und Orientierungsachsen /1/. Dazu muss der TCP (Tool Center Point) im Schnittpunkt der beiden Handgelenkachsen liegen. Das ist entsprechend Bild 2 genau bei $l_{Werkzeug}=0$ der Fall.

Zum thermischen Schneiden wird ein kegelförmiger Bewegungsbereich mit 100 bis 120 Grad Öffnungswinkel benötigt. Die gesamte konstruktive Ausbildung des Fasenaggregates sollte innerhalb dieses Kegels liegen, um Kollisionsprobleme, besonders beim Schneiden räumlicher Bauteile, zu vermeiden. Außerdem sollte sich das Kabel- und Schlauchpaket nur wenig verdrillen.

3 Prinzipien

Stand der Technik ist nach Bild 3 eine auf einer Kreisbogenführung (2) basierende Gestaltung. Ein wesentlicher Vorteil ist das sehr einfache, sofort verständliche Wirkprinzip.

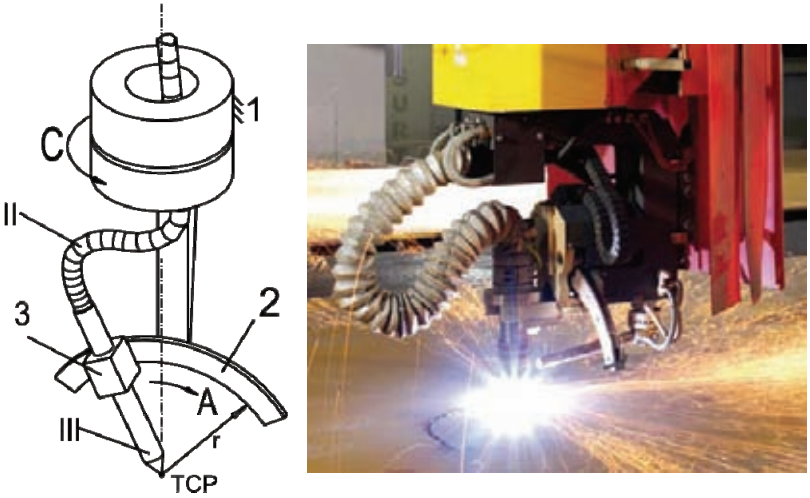


Bild 3: Kinematisches Prinzip und konstruktive Ausbildung
(©ESAB Cutting Systems/ZIS Industrietechnik GmbH)

Viele oben genannte Forderungen kann diese Konstruktion jedoch nicht erfüllen. Die Kreisbogenführung (2) limitiert den Bewegungsbereich, besitzt aber gleichzeitig einen sehr großen Kollisionsraum, ist schwer und kostenintensiv. Durch die hohle Drehachse C muss das Schlauchpaket (II) geführt werden und wird dabei naturgemäß verdrillt. Abdeckbälge zum Schutz der Bogenführung würden den Bewegungsbereich des Brenners (III) weiter einschränken und müssen deshalb oft entfallen. Der Schlitten (3) läuft

mit Rollen auf der Bogenführung (2), kann nicht zufriedenstellend abgedichtet werden und unterliegt starkem Verschleiß.

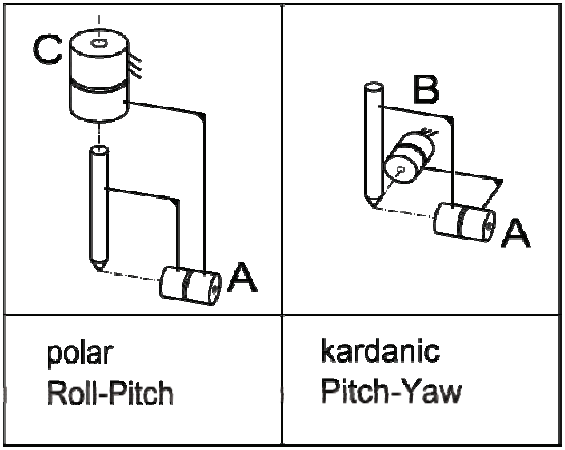


Bild 4: Strukturvarianten

Aus kinematischer Sicht störend ist die Singularität in der Nullstellung, bei der die Achse C und die Brennerachse fluchten. Dies ist dem Wirkprinzip des Handgelenkes geschuldet, das nach /2/ als Roll-Pitch und im weiteren als „polar“ bezeichnet wird (Bild 4).

Günstiger ist ein „kardanisches“ Wirkprinzip, das diese Singularität nicht besitzt. Hier bildet in Nullstellung die Werkzeugachse mit beiden Drehachsen einen rechten Winkel. Jedoch ist dieses Prinzip in seinem Bewegungsbereich auf etwa 60 Grad limitiert, wohingegen das polare Wirkprinzip einen theoretisch unbegrenzten Bewegungsbereich besitzt.

Es stellt sich die Frage, welche Lösungen sich hier unter Nutzung von Mechanismen ableiten lassen, um die Achsen A und B in Bild 4 zu „virtualisieren“, also eine Drehbewegung um diese Achsen zu ermöglichen, ohne entlang der Achsen Glieder und Gelenke anordnen zu müssen.

4 Lösungen

Seit Gründung des Unternehmens im Jahre 1997 arbeitet ZIS Industrietechnik GmbH für verschiedene Kunden im In- und Ausland an der Verbesserung bestehender und der Entwicklung neuer Handgelenke. Der Fokus liegt dabei auf Industrietauglichkeit, Robustheit, Akzeptanz, Schutzfähigkeit und Einpassung in bestehende Steuerungsumgebungen.

Naheliegend ist die Nutzung ebener Koppelgetriebe mit einfachen, viergliedrigen Ketten /3/.

4.1 Zwei Beispiele

Im folgenden werden die Positionsachsen der Maschine nicht betrachtet. Wenn vom Gestell gesprochen wird, ist exakter Weise der Koppelflansch des Handgelenkes zu den Positionsachsen gemeint.

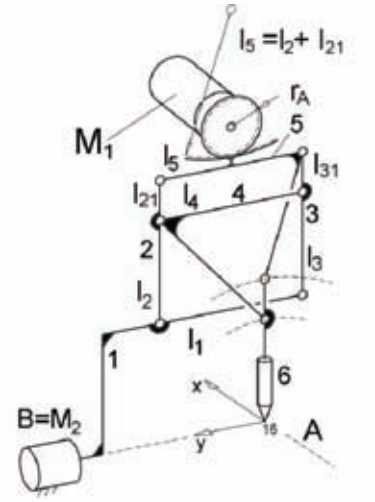




Bild 5: „Bevel Master“,-kinematisches Schema und konstruktive Gestaltung (©ESAB Cutting Systems/ZIS Industrietechnik GmbH)

Durch die Verlegung der Bogenführung in das Gestell und die Kombination derselben mit einem Parallelkurbelgetriebe entsteht ein kardanisches Handgelenk, das unter dem Namen „BevelMaster“ vermarktet wird.

Die Schwenkbewegung um Achse B realisiert die Bogenführung, die Neigeachse A hingegen wird von einem Koppelgetriebe mit zwei ineinander angeordneten Parallelkurbeln gebildet (Bild 5). Der Mechanismus ist ein uneigentliches Raumgetriebe.

Einzig unkonventionell an der technischen Lösung ist der Antrieb der Parallelkurbel über ein an der Koppel angeordnetes, innen-verzahntes Zahnsegment (Bild 6). Damit entsteht, quasi automatisch und ohne zusätzliche Getriebeglieder, eine Untersetzung im Verhältnis r_5/r_A zwischen Motor und Kurbel. Wird diese Idee in eine sinnfällige konstruktive Gestaltung übersetzt kann ein Untersetzungsgetriebe am Antriebsmotor entfallen. Kostenersparnis und Spielarmut sind das Ergebnis.



Bild 6: Konstruktive Details (©ZIS Industrietechnik GmbH)

Der Mechanismus ist zweifach überbestimmt, ist also nur unter Einhaltung der Sonderabmessungen $l_1 = l_4 = l_5$, $l_2 = l_3$ und $l_{21} = l_{31}$ bewegungsfähig. Eine leichtgängige Beweglichkeit des Getriebes gelingt mit üblicher Fertigungsgenauigkeit, bei der sich die Position der Gelenkpunkte in einem Bereich von etwa +/-0.05mm genau abbilden lässt. Jedoch hat sich gezeigt, dass sich diese Toleranzen im ungünstigsten Fall mit bis zu Faktor 10 in eine Bewegung des Poles 16, also in eine Bewegung des TCP, übersetzen und damit die Positioniergenauigkeit der Gesamtmaschine negativ beeinflussen.

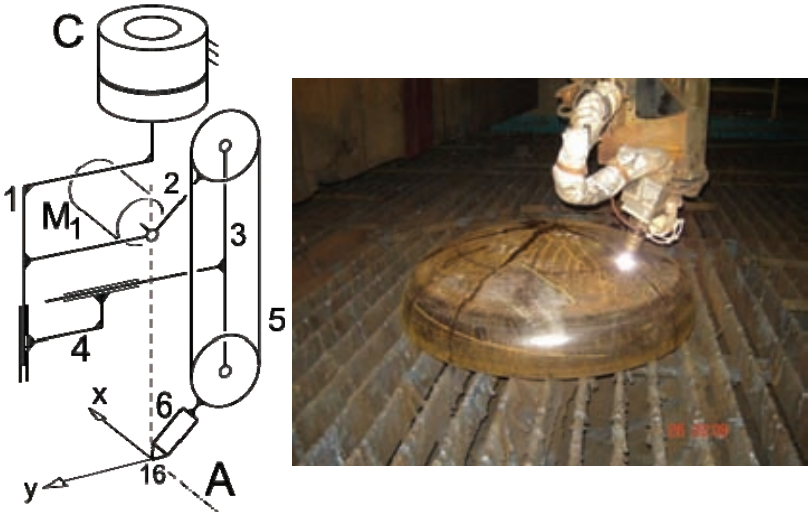


Bild 7: VBA-Wrist (©ESAB Cutting Systems/ ZIS Industrietechnik GmbH)

Im Bild 7 ist ein Handgelenk (Handelsname „VBA-Wrist“) dargestellt, an dem die Bogenführung aus Bild 3 durch eine Kreuzschubkurbel ersetzt ist. Das polare, singularitätsbehaftete Wirkprinzip bleibt hier erhalten, jedoch ist sämtliche Überbestimmung vermieden.

Die Schwenkbewegung um den TCP bzw. die Lage des Poles 16 wird- lässt man die Toleranzen des Zugmittels 5 außer acht- nur vom Glied 2 bestimmt und gelingt mit hoher Genauigkeit.

Über den Kreuzschieber 4 kann die Koppel 3 praktisch spielfrei und sehr steif mit dem Gestell verbunden werden. Dadurch wird eine schlanke konstruktive Gestaltung möglich.

4.2 Folgerungen

Beide Lösungen haben signifikante Vorteile zu jener im Bild 3, ohne jedoch eine umfassend zufriedenstellende Lösung darzustellen.

Genauigkeit, Zuverlässigkeit und Robustheit der Handgelenke werden wesentlich beeinflusst von:

1. der Nutzung eines kardanischen Wirkprinzips, das die Verdrillung des Schlauchpaketes vermeidet,
2. einer vollständigen Kapselung aller mechanischer Komponenten, die letztendlich nur bei ausschließlicher Verwendung ebener Drehgelenke zufriedenstellend möglich ist und
3. einer geringstmöglichen Anzahl funktionsbestimmender kinematischer Abmessungen.

Mit den beschriebenen Strukturen sind die Möglichkeiten von ebenen Getrieben und deren Nacheinanderschaltung zu uneigentlichen Raumgetrieben weitgehend erschöpft. Es müssen andere Getriebearten auf ihre Eignung untersucht werden.

4.3 Sphärische Getriebe

Direkt angetriebene, sphärisch angeordnete Drehachsen ermöglichen es, Handgelenke zu bauen, die diesen Forderungen vergleichsweise einfach entsprechen. Die beiden unter Punkt 4.1 beschriebenen Lösungen besitzen einen linearen Zusammenhang zwischen der Antriebsbewegung am Motor und sich einstellendem Schwenkwinkel, also zwischen den Achskoordinaten M_1, M_2 und den Objektkoordinaten A und C bzw. A und B. Darüber hinaus sind sie entkoppelt, d.h. jede Achskoordinate wirkt auf genau eine Objektkoordinate, der Vektor der kinematischen Abmessungen $\underline{L}=\{l_1,l_2...l_n\}$ geht nur als Proportionalitätsfaktor in die in Echtzeit an der Maschine zu lösende Rückwärtstransformation

$$M_1 = f(A),\ M_2 = g(C) \quad \text{bzw.} \quad M_1 = f(A),\ M_2 = g(B)$$

ein. Der erforderliche steuerungstechnische Aufwand ist extrem gering.

Je nach Anordnung der Drehachsen lassen sich beide im Bild 4 beschriebenen Prinzipien realisieren, indem die Orthogonalität der Achsen A und C aufgehoben wird. Es entsteht eine Nichtlinearität zwischen Achs- und Objektkoordinaten und eine Verkopplung

$$M_1 = f(A,C,\underline{L}),\ M_2 = g(A,C,\underline{L}) \quad \text{bzw}$$

$$M_1 = f(A,B,\underline{L}),\ M_2 = g(A,B,\underline{L}).$$

5 Nutzung von Redundanz

Es ist naheliegend, durch das Hinzufügen einer weiteren angetriebenen Achse und damit die Schaffung von Redundanz den Variationsraum zu vergrößern. Der konstruktive und materielle Aufwand verringert sich, wohingegen die algorithmischen und steuerungstechnischen Aufwendungen steigen. Mit dem zusätzlichen Freiheitsgrad, entsprechender Dimensionierung der kinematischen Abmessungen und einem zugehörigen Bewegungsregime lassen sich unterschiedliche Zielstellungen verwirklichen.

5.1 Vergrößerung des Schwenkwinkels

Die Redundanz ermöglicht es vergleichsweise einfach, das Verhältnis von Kollisions- und Bewegungsraum entscheidend zu verbessern. Es entsteht entsprechend Bild 8 ein schlank bauendes Handgelenk. Es wird zum Schneiden von Walzprofilen und Behälterböden verwendet, wobei seine schlanke Bauform ihre Vorteile besonders gut ausspielen kann.

Eine sinnfällige Dimensionierung ist mit

$$\alpha = \beta/2 = \delta$$

gegeben. Für die Bewegungssteuerung wird in der Regel $M_2 = -M_3$ gesetzt. Die Gleichungen für die Vor- und Rückwärtstransformation lassen sich in diesem Fall einfach ableiten.

5.2 Singularitätsfreiheit

Strukturell identisch zu jener im Bild 8 entsteht durch veränderte Dimensionierung der Glieder und Lage der gestellfesten Drehachse eine Lösung (Bild 9), die eine singularitätsfreie Bewegung des Werkzeuges ermöglicht, damit ein kardanisches Wirkprinzip verkörpert und eine Verdrillung des Schlauches reduziert. Unter Verdrillung wird dabei die Summe der Winkel γ_i verstanden, die als Drehung um z zwischen benachbarten, entlang der Schlauchachse angeordneten und bei ungekrümmtem Schlauch parallelen Koordinatensystemen K_i, K_{i+1} entstehen. Diese sollte möglichst klein und muss immer wesentlich geringer als 360 Grad sein.

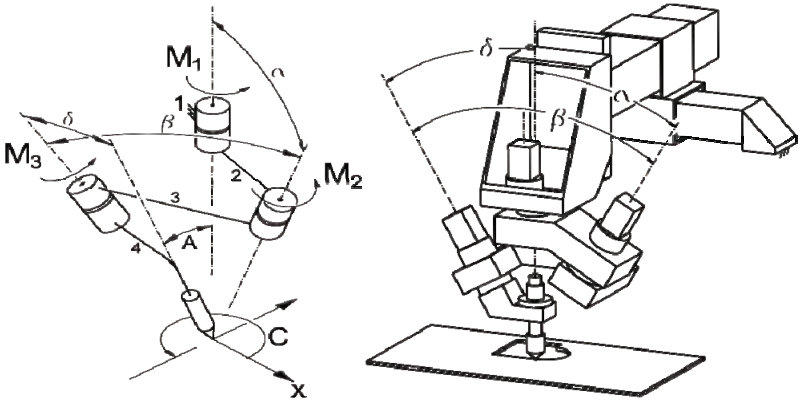


Bild 8: „SphereBevel“, Variante 1

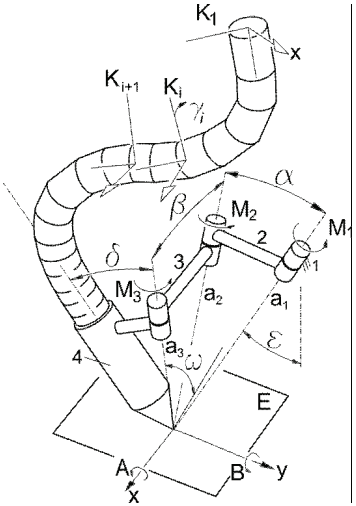


Bild 9: „SphereBevel“, Variante 2

Diese Bedingung ist vergleichsweise einfach zu erfüllen, wenn beliebige Bewegungen der Glieder 2, 3 und 4 zugelassen sind. Dann werden die Relativbewegungen um die Pole 12, 23 und 34 jeweils 360 Grad betragen. Die Glieder 2 und 3 laufen um, wohingegen das Glied 4 relativ zum Gestell nur eine „Schwenkbewegung“ ausführt.

Sind die Glieder 2, 3 und 4 umlaufend, muss zumindest der Antrieb M_2 gestellfest angeordnet sein, da sich andernfalls die zu ihm führenden Kabel verdrillen würden. Also müsste die Fortleitung der Antriebsbewegung von den Antrieben zu den Gelenken mit Räder- oder Zugmittelgetrieben vorgenommen werden. Das führt zu einer vergleichsweise aufwendigen, kostenintensiven Lösung.

Besser ist es, die Optimierungsaufgabe dahingehend zu erweitern, dass innerhalb des vorgegebenen Arbeitsraumes auch die Bewegungen 2 um 3 und 3 um 4 nur Schwenkbewegungen sind. Dann gilt:

$$M_{imax}\text{-}M_{imin} << 360^o, \quad i=1...3$$

Alle Antriebe können direkt in der Flucht der zugehörigen Drehachsen a_1, a_2 und a_3 angeordnet werden.

Die Winkel α, β und δ als Gliedwinkel und ε als Winkel der gestellfesten Drehachse zur Lotrechten beschreiben die kinematischen Abmessungen des Handgelenkes. Diese sind so zu dimensionieren, dass bei maximalem Kollisionsabstand zur Blechebene E ein technologisch erforderlicher Schwenkwinkel von 52 Grad zur Lotrechten in alle Richtungen möglich ist. Der Kollisionsabstand wird durch den Winkel ω zwischen der Blechebene und der dritten, dem Werkzeug benachbarten, Drehachse a_3 beschrieben.

Die Algorithmen zur Rückwärtstransformation, d.h. die Berechnung der Achskoordinaten M_1, M_2, M_3 in Abhängigkeit der Objektkoordinaten A und B muss echtzeitfähig sein, also mit möglichst geringem Rechen- und Programmieraufwand lösbar. Eine pragmatische Lösung ist erforderlich.

Die Limitierung liegt dabei schon lange nicht mehr in der zur Verfügung stehenden Computerleistung. Priorität haben eine möglichst einfache Integration in bestehende Steuerungsumgebungen, Flexibilität und Wartbarkeit des Codes. Eine einfache Möglichkeit ist die Transformationsrechnung direkt im NC-Code nach DIN 66025, der durch Erweiterungen zunehmend den Charakter einer eigenständigen Programmiersprache erhält.

Mit einer eindeutigen Zuordnung einer der drei Achskoordinaten M_1, M_2, M_3 zu jedem Objektkoordinatenpaar {A,B} wird die Redundanz eingeschränkt derart, dass für jede Orientierung des Werkzeugs sich der immer gleiche

Achskoordinatenvektor einstellt. Die Redundanz wird durch einen steuerungstechnisch hergestellten Zwanglauf aufgehoben.

Für die gewählte Achskoordinate M_1 ist eine stetige Funktion zu finden, die für

$$0 \le A \le A_{max}\ , 0 \le B \le B_{max},\ A_{max},\ B_{max} = 52^{o}$$

eine Lage des Gliedes 2 vorgibt und eine explizit lösbare Rückwärtstransformation ermöglicht. Eine zweigeteilte Vorgehensweise hat sich bewährt.

Zunächst erfolgte offline durch Variation der Ausgangsgetriebestellung und des Abmessungsvektors $\underline{L}$ mittels Monte-Carlo-Verfahren die Suche nach einer Konfiguration, die den kompletten Bewegungsbereich zu überstreichen in der Lage ist und dabei Glieder 2, 3 und 4 nicht umlaufen lässt. Dabei wird das Werkzeug inkrementell entlang konzentrischer Kegelmantelflächen bewegt und die jeweils neue Stellung nach der Methode der kleinsten Gelenkwinkeländerung ermittelt. Nebenbedingungen sind:

$$M_i' \rightarrow \min\ (i = 1...3),\ \omega \rightarrow \max,$$

also minimale Übersetzung und maximaler, durch den Winkel ω verkörperter, Kollisionsabstand.

Aus dieser vergleichsweise aufwendigen Optimierung werden geeignete diskrete Mechanismenstellungen gewonnen, um in einem zweiten Schritt mit einer Fourier-Reihenentwicklung die Funktion

$$\begin{aligned} M_1 &= f(A,B) \\ &= \sum_{i=1}^{m}\sum_{j=1}^{n} D_{ij}\sin(i*A)\sin(j*B) + \sum_{i=1}^{m}\sum_{j=0}^{n} E_{ij}\sin(i*A)\cos(j*B) + \\ &\quad \sum_{i=0}^{m}\sum_{j=1}^{n} F_{ij}\cos(i*A)\sin(j*B) + \sum_{i=0}^{m}\sum_{j=0}^{n} G_{ij}\cos(i*A)\cos(j*B) \end{aligned}$$

mit (m,n)=3 anzunähern und eine in Echtzeit einfach lösbare Gleichung zu schaffen. Die Koeffizienten der Fourier-Reihe Dij, Eij, Fij und Gij werden mit einem Monte-Carlo-Verfahren bestimmt, indem nach einer Lösung mit minimaler Fehlerquadratsumme gesucht wird. Bild 10 zeigt den gefundenen Funktionsverlauf des Achswinkels der Achskoordinate M1, dargestellt über

einer von den Objektkoordinaten A und B gebildeten Ebene. Die senkrechten Linien verkörpern die diskreten Stützpunkte, die zur Ermittlung der Fourier-Koeffizienten dienen.

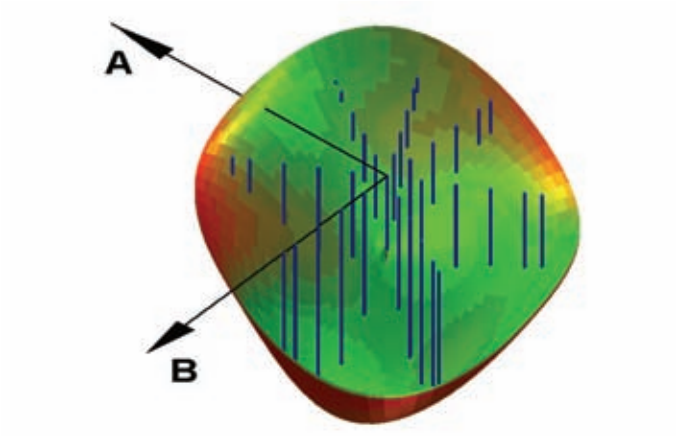


Bild 10: Funktionsverlauf

Die folgenden Bilder zeigen- qualitativ- die kinematischen Eigenschaften des schlussendlich dimensionierten Mechanismus und die Grenzen der der Struktur innewohnenden Möglichkeiten.

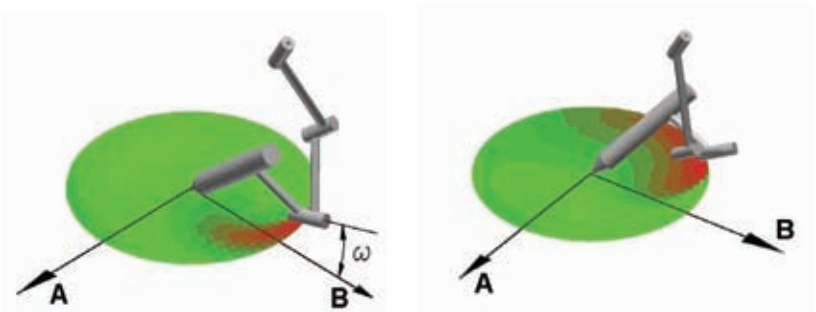


Bild 11: Kollisionsbedingungen bei unterschiedlicher Startpose

So enthält Bild 11 (links) den Verlauf des Kollisionsabstandes mit einem Minimum von ω=10.25 Grad und die zugehörige Stellung des Mechanismus. Zum Vergleich ist rechts zu sehen, wie sich die Kollisionsbedingungen verschlechtern, wenn die inverse Startpose beim aus den Gliedern 3 und 4 bestehenden Zweischlag verwendet wird.

Im Bereich des geringsten Kollisionsabstandes wirkt auch die höchste Übersetzung

$$i_i = \delta\Delta/\delta M_i \qquad i = 1...3.$$

Die Variable Δ ist dabei als verallgemeinerte Abtriebskoordinate, als Raumwinkeländerung am Werkzeug, zu verstehen. Besonders kritisch ist diese Übersetzung am Antrieb M_2.

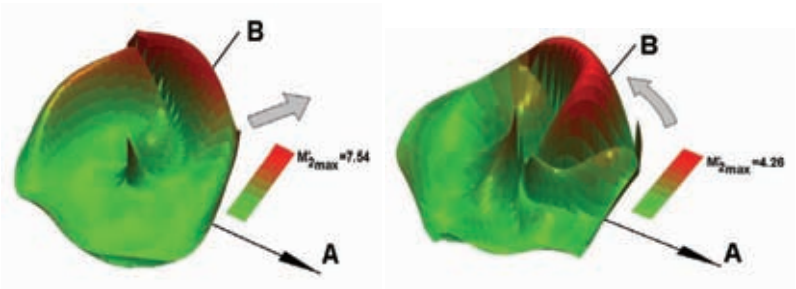


Bild 12: Übersetzung

Bild 12 zeigt den Verlauf der Übersetzung für eine radiale (Schwenkwinkel nimmt zu) und eine konzentrische Bewegung (Schwenkwinkel ist konstant) des Werkzeugs. Letztendlich vermittelt Bild 13 einen Eindruck vom realen Handgelenk.



Bild 13: SphereBevel
(©Koike Engineering GmbH/ZIS Industrietechnik GmbH)

6 Periphere Komponenten

Die Akzeptanz der Handgelenke im praktischen Einsatz steht und fällt mit ihrer Robustheit gegenüber außergewöhnlichen Ereignissen, speziell Kollisionen. Diese Kollisionen haben ihre Ursachen hauptsächlich in Programmierfehlern und Fehlbedienungen.

Es braucht einerseits Lösungen, um Kollisionen sicher zu erkennen und die Maschine still zu setzen. Es braucht andererseits Lösungen, um nach einer Kollision die Maschine schnell wieder in einen arbeitsfähigen Zustand zu bringen.

Wegen der in der Schweißtechnik herrschenden Umweltbedingungen sind kapazitive, induktive und optische Sensorprinzipien häufig nicht einsetzbar und es muss auf simple mechanische Lösungen zurück gegriffen werden.

6.1 Kollisionsschutz

Aus der Erfahrung heraus, dass eine schwere Kollision die totale Zerstörung eines Handgelenkes zur Folge haben kann, wurde eine Kollisionsschutzeinrichtung entwickelt. Diese gestattet in der xy-Ebene eine Auslenkung von etwa 40mm, die ausreicht, um eine Maschine von Maximalgeschwindigkeit zum Stillstand zu bringen.



Bild 14: VBA-Wrist mit aufgesetztem Kollisionsschutz
(©ZIS Industrietechnik GmbH)

Der Kollisionsschutz besteht aus drei übereinander angeordneten Platten, die kreuzweise zueinander schiebebeweglich sind. Er arbeitet wie ein Gehemme oder ein strukturveränderliches Getriebe, wobei die Hemmung durch „Oberflächenkräfte“, im vorliegenden Fall Permanentmagnete, erfolgt. Dies gestattet, die Einrichtung vollständig zu kapseln, über die Wahl der Permanentmagnete die Auslösekraft in weiten Grenzen zu beeinflussen und eine Hysterese kleiner als 0.1mm zu erreichen. Der Kollisionsschutz wird als Baueinheit modular zwischen Führungsmaschine und Handgelenk angeordnet (Bild 14) und übernimmt den sicheren Schutz des Handgelenkes.

6.2 Kalibrierung

Die geometrische Bearbeitungsqualität an Werkzeugen, die während der Bearbeitung ihre Orientierung ändern- gemeinhin als Fünfachsbearbeitung bezeichnet- ist in entscheidendem Maße davon abhängig, wie gut es gelingt, die realen kinematischen Abmessungen zu identifizieren, Toleranzen zu bestimmen und mechanisch oder steuerungstechnisch zu kompensieren. Das gilt für alle Handgelenktypen, insbesondere auch jene an Industrierobotern, ist also nicht auf TCP-feste Handgelenke beschränkt.

Diesem Zweck dient die Kalibriervorrichtung, bestehend aus einem Messaufnehmer, über USB mit einem Computer verbunden (Bild 15), und die PC-Software RobCal (Bild 16).

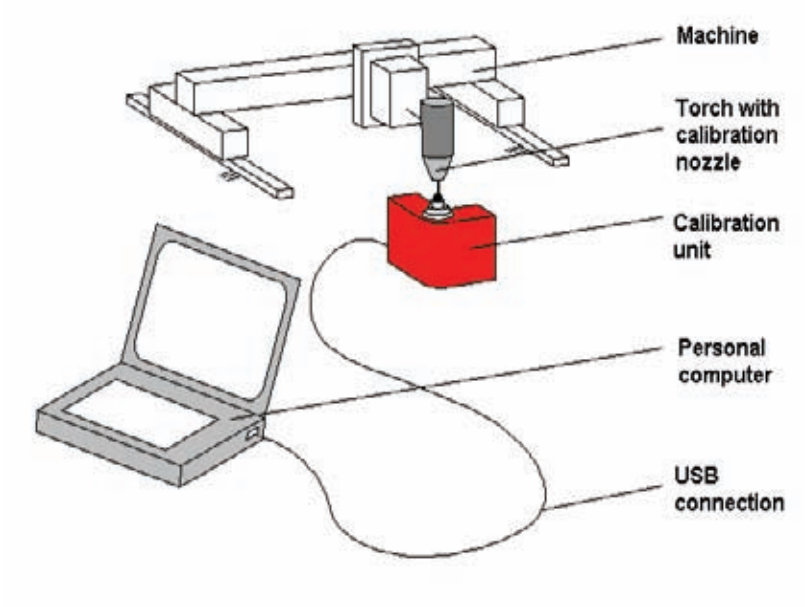


Bild 15: Kalibrieraufbau (©ZIS Industrietechnik GmbH)

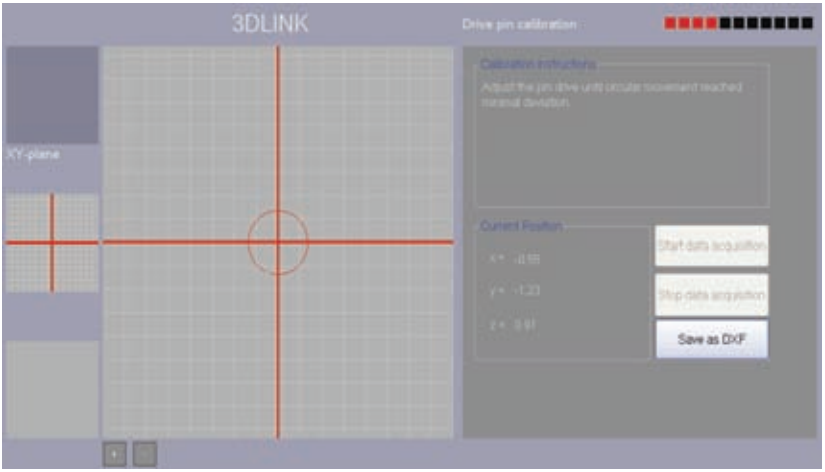


Bild 16: PC-Software RobCal (©ZIS Industrietechnik GmbH)

Der Messaufnehmer /4/ ist sehr leichtgängig, in den Positionsachsen X, Y und Z um kleine Beträge beweglich und wird mit einem im Werkzeug-TCP liegenden Kugelgelenk mit dem Handgelenk verbunden (Bild 17).

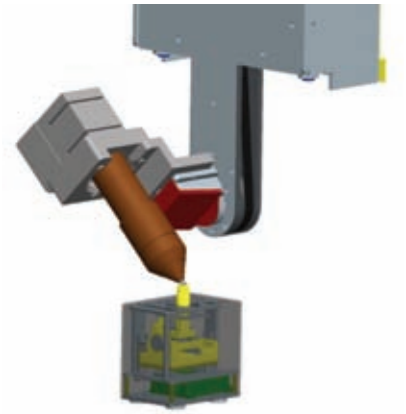


Bild 17: Messaufnehmer und Handgelenk

Während einer Schwenkbewegung des Handgelenks wird die Bahnbewegung des Werkzeug-TCP vermessen. RobCal filtert die Messdaten, führt eine Parameteridentifikation aus und liefert wahlweise Offsetwerte für die CNC-Steuerung der Maschine oder Handreichungen für die manuelle, mechanische Justage durch einen Servicetechniker.

Die mechanische Justage schließt den Kreis zur konstruktiven Gestaltung der Handgelenke, braucht es doch zu ihrer Realisierung explizit auf einen Parameter wirkende, mechanische Einstellmöglichkeiten. Ist das gegeben, kann ein Handgelenk in sehr kurzer Zeit auf die technologisch erforderliche Genauigkeit am TCP innerhalb ±0.5mm einjustiert werden.

Literaturverzeichnis

/1/ Kunad,G.; Müglitz,J.: Kinematisch vorteilhafte Roboterhandgelenke. Kurvengetriebe, Gelenkgetriebe und gesteuerte Antriebe-Systemelemente in Maschinen und Geräten. VDI-Tagung Bad Nauheim, 2./3.5. 1994, VDI- Berichte Nr.1111, VDI - Verlag Düsseldorf, 1994

/2/ Rosheim, M.E.: Robot Wrist Actuator. John Wiley & Sons New York, Chichester, Brisbane, Toronto, Singapore, 1989.

/3/ Volmer,J.: Getriebetechnik-Lehrbuch. VEB Verlag Technik, Berlin, 1987

/4/ Wähner, Ralf.: Kalibriereinheit für ein Roboterhandgelenk, Diplomarbeit, TU Chemnitz, 2006

Ganzheitliche Systemsimulation komplexer Antriebssysteme mit nichtlinearer Charakteristik

Dipl.-Ing. Falk Ebert, Prof. Dr.-Ing. Maik Berger, Stefan Heinrich

Technische Universität Chemnitz, Institut für Fertigungs- und Schweißtechnik, Professur Montage- und Handhabungstechnik, Chemnitz

Kurzfassung

Bei der Konzipierung moderner energieeffizienter Antriebssysteme ist es erforderlich, das dynamische Zusammenspiel aller beteiligten Komponenten ganzheitlich zu betrachten. Ganzheitlich bedeutet für ein Antriebssystem, dass der Projektingenieur dieses vom mechanischen Triebstrang über die Antriebsmotoren bis hin zu den Komponenten der Steuerungs- und Regelungstechnik in einer Arbeitsumgebung modellieren und berechnen kann. Hierbei stehen oftmals Struktur- und Parameteroptimierung gleichermaßen im Vordergrund.

Der Beitrag zeigt die Entwicklung von neuen 2D-Bibliothekselementen zur Simulation von ebenen Koppel- und Bandgetriebestrukturen, welche für eine bereits vorhandene Simulationsumgebung entwickelt wurden. Durch die Definition exakter Schnittstellen sind diese neuen 2D-Bibliothekselemente beliebig mit bereits vorhandenen 1D-Bibliothekselementen, wie z. B. antriebs- und regelungstechnischen Komponenten, verknüpfbar. Anhand ausgewählter Beispiele werden nicht nur die Anbindungsmöglichkeiten zur Antriebs- und Regelungstechnik aufgezeigt, sondern auch die Leistungsumfänge der neuen Koppel- und Bandgetriebeelemente demonstriert.

1 Einleitung

Schon seit vielen Jahrzehnten bestand in der rechnergestützten Simulation der Wunsch, Antriebssysteme in ihrer Gesamtheit zu erfassen und ihr reales Verhalten vorherzusagen. Die ersten bekannten Verknüpfungsansätze zwischen Mechanik und Regelungstechnik waren im Umfeld der Co-

Simulation und Codeeinbindung zu finden. Die erforderlichen Implementierungen waren aufwendig und erforderten spezielles Wissen, z. B. über die C-Programmierung. Grenzen ergaben sich sehr oft durch die Anzahl der übertragbaren Daten und die Möglichkeiten zum Auffinden von Programmfehlern. Im Fall der Co-Simulation konnte man auch nicht von einer echten Integration sprechen, da zwei Programmsysteme nebeneinander existierten und der erforderliche Datenaustausch algorithmisch zu festen Zeitintervallen vollzogen wurde. Neben langen Berechnungszeiten waren oftmals auch die Ergebnisgenauigkeiten nicht zufriedenstellend.

Seit Mitte der 90iger Jahre wurde die domänübergreifende Integration auf eine neue Stufe gestellt. So konnten sich mehr und mehr Softwaresysteme etablierten, die im Sinne einer programmintegrierten Codeeinbindung beispielsweise die Verknüpfung von Mechanik, Hydraulik und Pneumatik in einem Programmsystem zuließen.

Heute stehen Ingenieure bei der Entwicklung innovativer und kostengünstiger Produkte im Maschinen- und Anlagenbau oder in der Fahrzeugtechnik im globalen Wettbewerb. Umso größer sind die täglichen Herausforderungen, Spitzenpositionen und Marktanteile durch immer kürzere Entwicklungszeiten unter Einsatz effizienter Entwurfswerkzeuge zu sichern. Gerade in Industriezweigen mit hochkomplexen Antriebssystemen hängt der Entwicklungsprozess wesentlich davon ab, inwieweit es gelingt, viele heterogene Teilsysteme der Produkte, wie z. B. Getriebe, Antriebe, Elektronik, Pneumatik und Hydraulik, Steuerungs- und Regelungstechnik oder auch Fluidtechnik und Thermodynamik, im Zusammenspiel ganzheitlich zu simulieren und zu optimieren.

Eine angestrebte leichte und anwenderfreundliche Einbeziehung komplexer technischer Teilsysteme steht dabei oft im Gegensatz, auch spezielle und für das Gesamtverhalten entscheidende Detail-Effekte umfassend und genau abzubilden. Diese unbefriedigende Situation liegt derzeit oft bei der Berechnung von Bandgetrieben vor.

Zur Berechnung von Koppelgetrieben gibt es heute eine Vielzahl von Spezialprogrammen und MKS-Software. Leistungsfähige Programmsysteme, die auf mathematisch-physikalischen Grundlagen zur Berechnung vernetzter Modelle beruhen und die Behandlung von domänübergreifenden physikalischen Systemen in einer Arbeitsumgebung gestatten, sind aber oft

nicht einfach zu bedienen. Durch entsprechende Sprachstandards, wie z. B. Modelica, können aber neue Modellelemente in leistungsfähige Simulationsprogramme, wie z. B. SimulationX [5], schnell und effizient eingebettet werden.

2 Modellierungskonzept und Bibliotheken zur Abbildung von dynamischen Systemen im Simulationsprogramm SimulationX

Im Simulationsprogramm SimulationX der ITI GmbH stehen dem Berechnungsingenieur zur Modellierung dynamischer Systeme drei grundlegende Ansätze zur Auswahl:

- *Die Modellierung mit konzentrierten diskreten Netzwerkelementen*. Sie ist die intuitivste und zugleich effektivste Modellierungsart. Dabei werden fertige Teilsysteme genutzt, die aus leicht zu parametrierenden Elementen bestehen, welche wiederum durch bidirektionale Verbindungen mit Nachbarelementen kommunizieren. Dieser Modellierungsansatz wird vor allem zur Berechnung physikalisch geprägter Systeme angewendet.
- *Die blockbasierte Modellierung zur Abbildung von Signalflüssen*. Sie findet vor allem in der Steuer- und Regelungstechnik Anwendung und ist durch einen uni-direktionalen Signalfluss gekennzeichnet.
- *Gleichungsbasierte Modellierung zur mathematischen Beschreibung von Modellen*. Sie erfordert vom Anwender den höchsten Abstraktionsgrad und wird heute vornehmlich zur Erstellung neuer Netzwerkelemente oder zu deren Parametrierung eingesetzt.

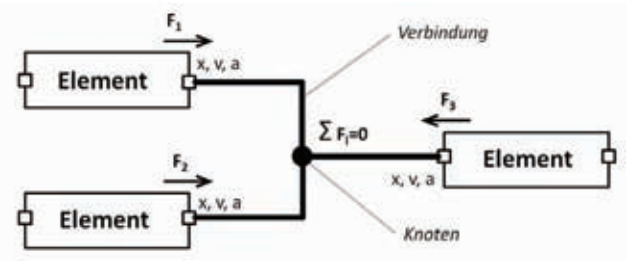


Bild 1: Modellierungskonzept mit konzentrierten Netzwerkelementen

Konzentrierte Netzwerke können aus zahlreichen Elementen und Verbindungen bestehen. Die Elemente berechnen die physikalischen Flussgrößen, wie z. B. die Kraft, und stellen eine mathematische Beziehung zu den Potentialgrößen, wie z. B. Weg, Geschwindigkeit und Beschleunigung, her. Die Verbindungen tragen die Potentialgrößen mit deren Anfangswerten und bilanzieren die Flussgrößen zwischen den angrenzenden Elementen, z. B. $\sum F_i=0$. Dieser Zusammenhang ist im Bild 1 verdeutlicht.

SimulationX ist mit zahlreichen Netzwerkelementen aus unterschiedlichen physikalischen Domänen ausgestattet. Diese sind in anwendungsorientierten Bibliotheken, z. B. Mechanik, Antriebstechnik, Hydraulik, Pneumatik, Thermodynamik, Magnetik oder Regelungstechnik, zusammengefasst. Das für den Getriebetechniker interessante Gebiet der Mechanik ist in der Bibliothek nach der Anzahl der Freiheitsgrade weiter untersetzt in

- Translatorische Mechanik
- Rotatorische Mechanik
- Ebene Mechanik
- MKS Mechanik.

Damit wird eine effiziente Behandlung der Simulationszielstellung unter dem Gesichtspunkt der Minimalmodellbildung optimal unterstützt. Alle Bibliotheken beinhalten Übergangsschnittstellen zu weiteren physikalischen Domänen, so dass ein hybrides System innerhalb der Simulationsumgebung von SimulationX ganzheitlich behandelt werden kann.

2.1 Koppelgetriebeelemente nach dem Vorbild der Modulmethode gemäß VDI 2729

Die VDI Richtlinie 2729 trägt aktuell den Titel „Modulare kinematische Analyse ebener Gelenkgetriebe mit Dreh- und Schubgelenken“ und dokumentiert eine seit langem bekannte und bewährte Berechnungsmethode zur Ermittlung des Bewegungsverhaltens von ungleichmäßig übersetzenden Getrieben [4]. Sie ist anwendbar für alle zwangläufigen und explizit lösbaren Getriebestrukturen, auch bekannt als Assurgruppen 1. und 2. Klasse, welche aus starren Gliedern und spielfreien Gelenken bestehen, wobei alle Antriebsgrößen, welche die Stellung, die Geschwindigkeit und die Beschleunigung bestimmen, als von außen eingeprägt betrachtet werden.

Die VDI-Richtlinie stellt dem praktischen Anwender damit ein aufeinander abgestimmtes System von Berechnungsmodulen zur kinematischen Analyse in Algorithmen zur Verfügung. Zur Getriebeanalyse kann der Anwender gemäß dem strukturellen Aufbau aus definierten Modulen, wie z. B. den Modulen für Antriebe, Führungen oder Zweischläge mit unterschiedlichen Dreh- (D) und Schubgelenkkombinationen (S), eine serielle Berechnungsabfolge zusammenstellen, siehe Bild 2. Jedes Modul ist durch exakte Schnittstellen, also die Ein- und Ausgabegrößen, beschrieben, wobei die Ausgabegrößen eines Moduls als Eingabegrößen für nachfolgende Module nutzbar sind.

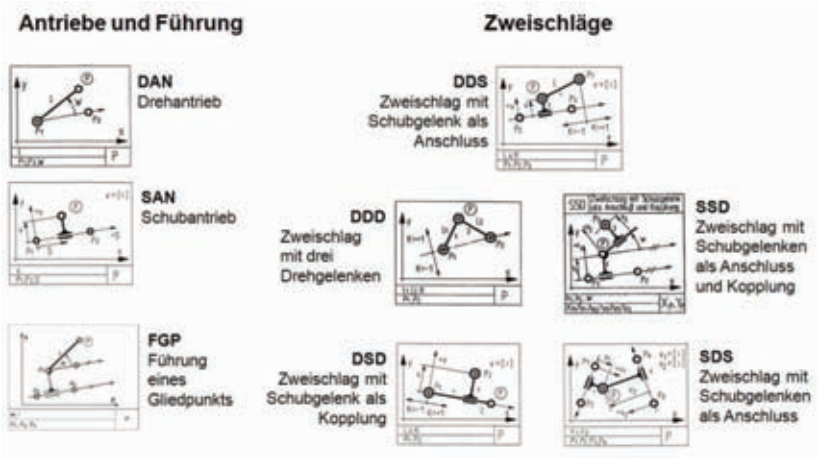


Bild 2: Module für Antriebe, Führung eines Gliedpunkts und Zweischläge nach VDI 2729

Im Simulationsprogramm SimulationX wurde das bewährte Modulkonzept der VDI 2729 aufgegriffen und dessen kinematische Beschreibung durch die kinetostatischen Kräftebeziehungen erweitert und in Elemente der ebenen Koppelgetriebebibliothek überführt [2]. Die Elemente besitzen bidirektionale Verbindungen der ebenen Mechanik zum Austausch der kinematischen und kinetischen Größen, welche in einem Gelenkpunkt der angekoppelten Ebenen auftreten. Bild 3 zeigt für ausgewählte Module die Überführung der Symbolik aus der VDI 2729 in die Symbolik der Koppelgetriebeelemente in SimulationX. Die ebenen Anschlüsse übertragen über die Verbindungen

nicht nur Punktinformationen in x- und y-Richtung sondern auch, Bewegungsinformationen über die z-Ausrichtung der angekoppelten Ebene. Separate Anschlüsse für Richtungspunktvorgaben, wie der im Bild 3 gezeigte Punkt P2 im DAN-Modul, sind daher nicht existent. Sie werden wahlweise als Richtungspunkt oder Richtungswinkel im Element selbst vorgegeben. Die Elemente der Koppelgetriebebibliothek verfügen weiterhin über Anschlussschnittstellen zur sogenannten 1D-Mechnik. So ist es z.B. möglich einen Drehantrieb aus der Bibliothek der rotatorischen Mechanik direkt mit dem Drehfreiheitsgrad der Kurbel zu verbinden oder eine geradlinige Schieberbewegung mit elastischen Endanschlägen aus der Bibliothek der translatorischen Mechanik zu begrenzen.

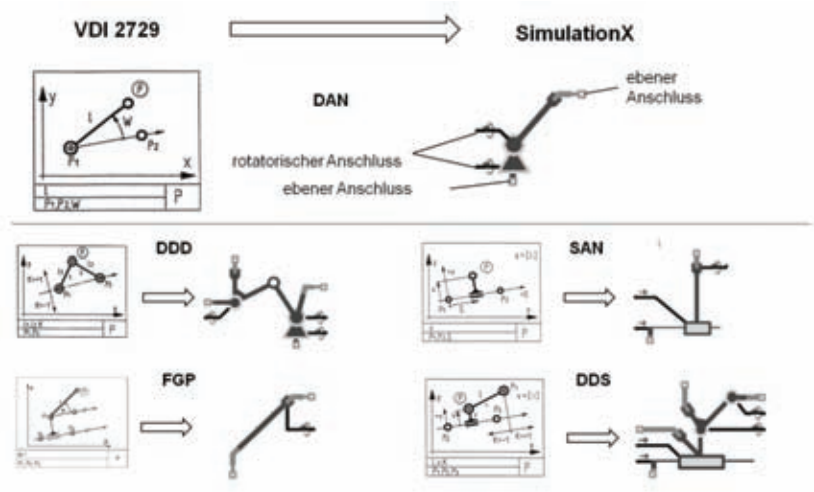


Bild 3: Überführung der Symbolik der VDI 2729 Koppelgetriebemodule in die Koppelgetriebeelemente des Simulationsprogramms SimulationX [2]

Das neue Konzept der ebenen Koppelgetriebebibliothek bietet jedoch noch mehr. Durch Vorgabe der Gliedmaßen können realistische Eigenbewegungen unter der Angabe von Anfangsbedingungen, Eigenfrequenzen und deren Schwingformen sowie das statische Gleichgewicht berechnet werden. Eine Verknüpfung mit den Domänen der Antriebstechnik, Hydraulik- Pneumatik sowie Mess- und Regelungstechnik

erweitert sprunghaft das Anwendungsfeld auf komplexe dynamische Systeme. Messgrößen, wie Punktbewegungen, Lagerkräfte, kinetische Energie, Antriebsmomentverläufe und spezielle getriebetechnische Bewertungsgrößen wie der Übertragungswinkel auf das Abtriebsglied sind in Form von x-y-Plots darstellbar. Eine einfache Animation in einem separaten Ansichtsfenster gibt schließlich dem Simulationsanwender Aufschluss über den Bewegungsverlauf.

2.2 Bandgetriebeelemente mit kreisrunder und variabler Riemenscheibenkontur

Für Kranbauer, Sportgerätehersteller oder auch Schiffsentwickler besteht seit langem der Wunsch, das dynamische Verhalten von Band- bzw. Seilgetrieben in Verbindung mit angrenzenden mechanischen Komponenten und elektrischen Antrieben in einem Modell zu simulieren. Typische Fragestellungen beziehen sich hierbei auf die mechanischen Bauteilbelastungen im Betriebsprozess, das Schwingungsverhalten, die kritischen Eigenfrequenzen und die Suche nach dem optimalen Antriebskonzept. Um eine Antwort auf diese Fragen zu geben, wurde im Rahmen eines geförderten Kooperationsprojektes mit den Softwareentwicklern der Firma ITI GmbH eine neue Bibliothek zur Simulation von ebenen Bandgetriebestrukturen entwickelt [3], [8].

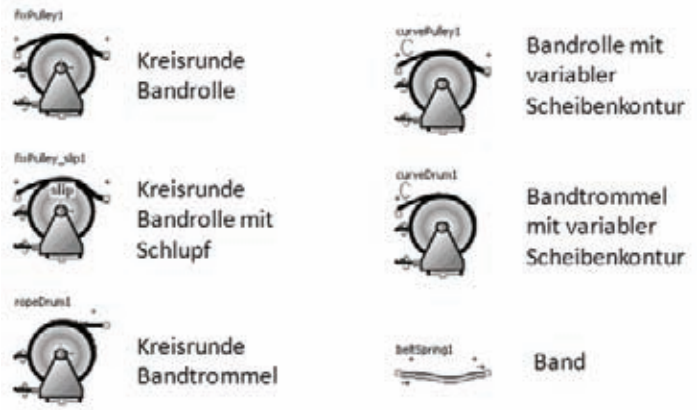


Bild 4: Elemente der Bandgetriebebibliothek in SimulationX (Auszug)

Bandgetriebe bestehen im Allgemeinen mindestens aus einer festen oder losen Rolle und einem zugsteifen aber biegeweichem Band (B) zur Kräfteübertragung. Sie kommen überall dort zum Einsatz, wo kostengünstig große Bewegungen und Kräfte über weite Distanzen übertragen werden müssen. Im Bild 4 sind die Grundbausteine der Bandgetriebeelemente dargestellt.

Das Element „Band“ ist als masseloser Feder/Dämpfer modelliert und kann naturgemäß für ein biegeschlaffes Band ausschließlich nur Zugkräfte übertragen. Die Feder- und Dämpferkräfte werden in Abhängigkeit der freien Bandlänge, der Banddehnung und der Banddehnungsgeschwindigkeit berechnet. Dabei werden die Federkonstante und Dämpfungskonstante auf eine normierte Längeneinheit vorgegeben. Zur Verbindung mit angrenzenden Anschlusselementen besitzt das Element „Band“ zwei Anschlüsse der ebenen Mechanik und zwei weitere Anschlüsse zur Übertragung der aktuellen Bandneigung und der gerollten Bandlänge. Letztere werden zur Berechnung der Kontaktpunktlage und der Bandlängenbilanz benötigt. Weitere Bandelemente mit diskreten Masseansätzen befinden sich in der Entwicklung. Sie sollen es ermöglichen, das transversale Eigenschwingverhalten von massebehafteten Bändern zu berechnen.

Für herkömmliche Anwendungen mit kreisrunden Rollen und Trommeln stehen in der neuen Bibliothek die Elemente „kreisrunde Bandrolle“, „kreisrunde Bandrolle mit Schlupf“ und „kreisrunde Bandtrommel“ zur Verfügung.

Die „kreisrunde Bandrolle“ verfügt über zwei Bandanschlüsse der ebenen Mechanik und zwei zugehörige Rollen-Anschlüsse, die mit benachbarten Riemenelementen zu verbinden sind. Das Gehäuse der Rolle kann wahlweise starr mit dem Gestell oder über einen zusätzlichen Anschluss der ebenen Mechanik mit beweglichen Körpern oder Kraftelementen verbunden werden. Das heißt, es lassen sich mit den neuen Bibliothekselementen auch, wie im Bild 5 demonstriert, Bandgetriebe mit losen Rollen modellieren. Zwei zusätzliche Anschlüsse der rotatorischen Mechanik bilden den Übergang zu den rotatorischen Rollenantriebs- bzw. Abtriebselementen. Als Eingabeparameter werden vom Anwender die Lage der Drehachse, der Rollen bzw. Trommelradius, die Zusammenbaukonfiguration (Ort des

Bandeinlaufs auf der kreisrunden Rollenkontur) und die Masseparameter mit Angabe der Rollenschwerpunktlage vorgegeben.

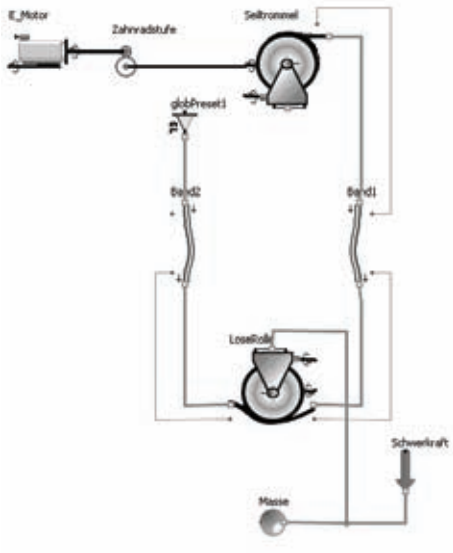


Bild 5: Beispiel-Modellansicht eines elektromotorisch angetriebenen Flaschenzugs mit fest stehender Seiltrommel und loser Rolle

Für die „Bandrolle“ und „Trommel mit variabler Scheibenkontur“ wurde der grundlegende topologische und kinematische Aufbau analog zu den kreisrunden Rollen und Trommeln übernommen. Damit sind diese Elemente mit den gleichen Anschlüssen und Parametervorgaben ausgestattet. Eine Erweiterung bildet natürlich die variable Konturbeschreibung der Scheibe. Diese und deren erste Ortsableitung werden im Koordinatensystem der Rolle in Abhängigkeit des Winkels κ in Polarkoordinaten vorgegeben. Das Bild 6 zeigt die im Element verwendeten Koordinatensysteme und Bewegungsgrößen.

Die Berechnung der Kontaktpunktkoordinaten für *K1* und *K2* erfolgt in Abhängigkeit der Rollenstellung, der Bandneigungswinkel γ_1 bzw. γ_2 und der gewünschten Zusammenbaukonfiguration, welche die Einlaufrichtung des Bandes in die Scheibenkontur kennzeichnet.

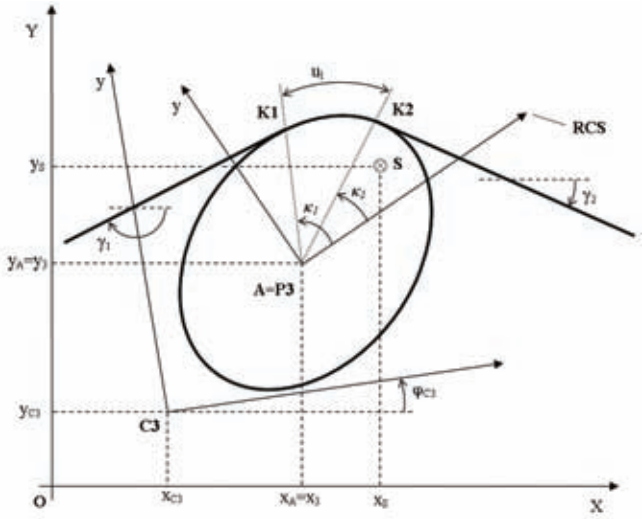


Bild 6: Koordinatensysteme und Bewegungsgrößen des Elements „Bandrolle mit variabler Scheibenkontur"; Verbindungskoordinatensystem *C3* Rollenkoordinatensystem RCS; Drehachse der Rolle *P3*; Kontaktpunkte *K1* und *K2*

Sind die Lagen der Kontaktpunkte *K1* und *K2* bekannt, so lassen sich auch die Umschlingungslänge u_l des mit der Rolle in Kontakt stehenden Bandes und deren ab- bzw. aufgewickelte Bandlängen durch eine einfache Integration über der Scheibenkontur ermitteln. Eine anschließende Übergabe der gewickelten Bandlängen an die Elemente der angeschlossenen Bänder ermöglicht eine exakte Bestimmung der aktuellen freien Bandlängen innerhalb der Bandabschnitte. Damit ist eine Beibehaltung der ungedehnten Gesamtbandlänge im Getriebe garantiert.

Die Berechnung der dynamischen Kraftgrößen für die Rollen und Trommeln erfolgt durch die quasistatischen Gleichgewichtsbedingungen in *x*-, *y*-Richtung und um die *z*-Achse. Für das Beispiel der variablen Rolle zeigt Bild 7 alle am Rollenkörper auftretenden Kräfte und Momente. Das sind im Einzelnen die Bandzugkräfte *F1* und *F2*, die Lagerkräfte der Drehachse *F3x*,

F3y, das Antriebsmoment *T3* und die im Scherpunkt *S* angreifenden Trägheitskräfte *Fax*, *Fay* und *Ta*.

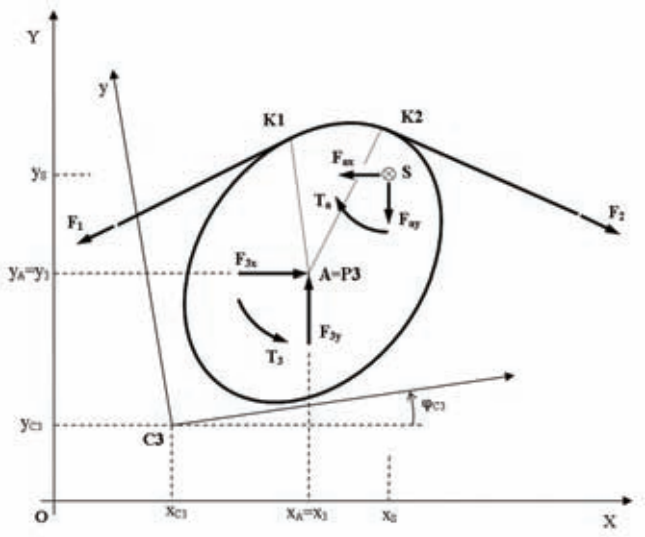


Bild 7: Kraftgrößen des Elements „Bandrolle mit variabler Scheibenkontur“; Bandkräfte *F1* und *F2*; Beschleunigungskräfte *Fax*, *Fay* und Beschleunigungsmoment *Ta*; Lagerkräfte *F3x*, *F3y* an der Rollendrehachse *P3*; Antriebs- bzw. Abtriebsmoment *T3*

3 Beispiele

3.1 Fadengebergetriebe

In den Kapiteln 2.2 und 2.3 wurden die neuen Elemente zur Abbildung ebener Koppel- und Bandgetriebe vorgestellt. Sie ermöglichen es dem Softwareanwender, einfache bis sehr komplexe ebene Getriebestrukturen aufzubauen und falls gewünscht, mit den Domänen der Antriebs-, Mess- und Regelungstechnik unterschiedlicher Modellierungstiefe zu verknüpfen.

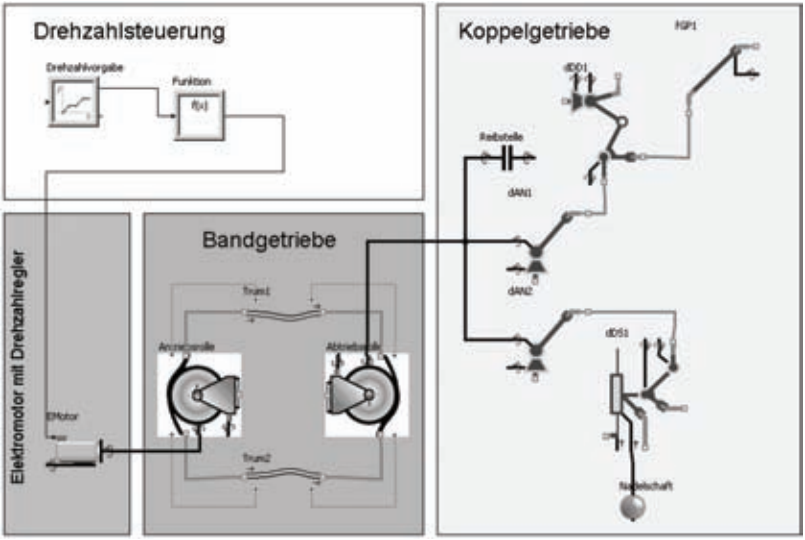


Bild 8: Modell- und Animationsansicht eines Fadengebergetriebes für eine Nähmaschine

Das im Bild 8 und 9 dargestellte Beispiel zeigt ein Fadengebergetriebe einer klassischen Tischnähmaschine. Der Antrieb der fadenführenden und nadelhuberzeugenden Koppelgetriebestruktur erfolgt über einen drehzahlgeregelten Elektromotor mit vorgeschalteter Bandgetriebestufe. Das Koppelgetriebe besteht aus einer als Winkelhebel ausgeführten Kurbel, an deren umlaufenden Lagerpunkten einerseits ein Zweischlag mit drei Drehgelenken und anderseits ein Zweischlag mit zwei Drehgelenken und einem Schubgelenk angebunden wurde. Ein auf der Koppelebene geführter Ösenpunkt zieht einen Faden über eine Klemmeinrichtung schrittweise von der Garnrolle ab und sorgt gleichermaßen für Nachschub und Straffung des zugeführten Fadens.

Der Modellaufbau gestaltet sich innerhalb von SimulationX sehr einfach. Zunächst werden für den Koppelgetriebeaufbau die Elemente 2x DAN, DDD, DDS und FGP per Drag and Drop aus der Modellbibliothek in das Modellfenster gezogen, übersichtlich ausgerichtet und entsprechend der geforderten Struktur über die Verbindungen der ebenen Mechanik

miteinander verknüpft. Durch die Eingabe der Gestelllagerpunktkoordinaten und Gliedabmessungen ist bereits mit wenigen Handgriffen der kinematische Getriebeaufbau beschrieben.

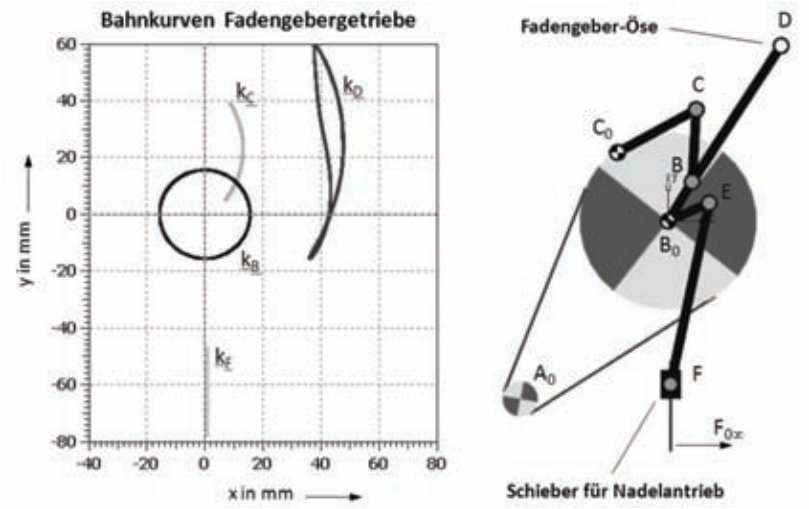


Bild 9: Bahnkurvenplot und Animationsansicht des Fadenlegergetriebes mit rechts dargestellter Animationsansicht (in SimulationX in einem separaten 3D-Ansichtsfenster angezeigt)

Zur Modellierung der vorgeschalteten Riemengetriebestufe werden zwei Elemente der „kreisrunden Bandrolle“ und zwei Bandelemente aus der Getriebebibliothek entnommen und über die Anschlüsse zu einem Zweirollengetriebe mit umlaufendem endlosen Riemen verknüpft. Die Kopplung von Bandgetriebe und Koppelgetriebe erfolgt über eine einfache rotatorische Verbindung. Nach Einbau des drehzahlgeregelten Elektromotors mit zugehöriger Drehzahlsteuerung ist die komplette Antriebsstruktur fertig gestellt.

Nach einem kurzen Berechnungslauf können Beschleunigungs-, Geschwindigkeits- und Bahnkurvenverläufe (siehe Bild 9) sowie getriebetechnisch spezifische Größen, wie die im Bild 10 dargestellten Übertragungswinkel, in Form von Plots ausgewertet werden. Die neuen Koppel- und Bandgetriebeelemente sind zudem mit einer vereinfachten

Visualisierung für Glieder, Gelenke und Führungspunkte sowie Rollen, Trommeln und Bänder ausgestattet. Somit kann auch der komplette Bewegungsverlauf des Getriebes in Form einer Animation überprüft werden.

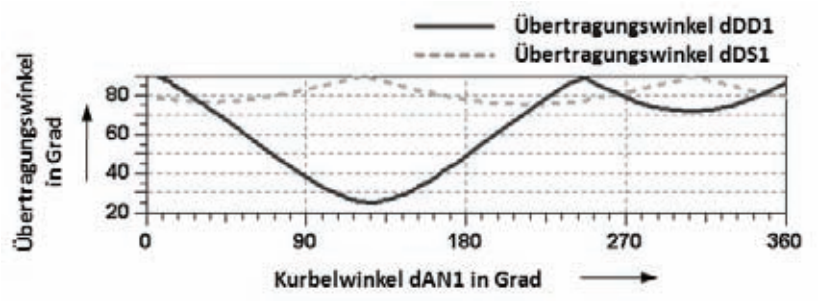


Bild 10: Verlauf der Übertragungswinkel am Fadengebergetriebe und am Nadelhubgetriebe dargestellt über dem Kurbelwinkel

Durch die weitere Parametrierung der Elemente mit konkreten Masseneigenschaften ist eine realistische Abbildung der Dynamik mit direkter Auswertung von Lager-, Band- und Antriebskräften möglich.

Im Bild 11 sind beispielsweise die in der vorgeschalteten Bandgetriebestufe auftretenden Trumkraftverläufe für einen Drehzahlhochlauf bis auf 1200 U/min am Antriebsmotor dargestellt.

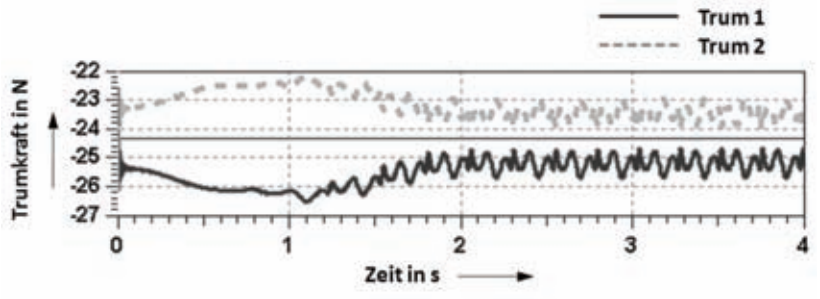


Bild 11: Trumkraftverläufe der Bandgetriebestufe für einen Drehzahlhochlauf bis 1200 U/min am Antriebsmotor, (entspricht ca. 280 Nadelhübe pro Minute)

In der Zeit von 0 bis ca. 1,2 Sekunden dominieren die Beschleunigungskräfte der Antriebswinkelbeschleunigung mit einem stetig divergenten Verlauf der Bandkräfte. Danach werden die Bandkräfte zunehmend durch die nichtlinearen Massenkräfte des Koppelgetriebes bestimmt. Nach ca. 1,9 Sekunden ist der Beschleunigungsvorgang abgeschlossen. Die Seilkräfte schwanken nun zeitlich periodisch mit dem Verlauf der nichtlinearen reduzierten Masse an der Antriebskurbel des Koppelgetriebes.

3.2 Kippmastseilkran

Kippmastseilkräne dienen in der Forstwirtschaft der Holzbringung in einem für Forstmaschinen unbefahrbaren Steilgelände. Die zwischen zwei Masten gelenkten Seile überspannen Hangstrecken von bis zu 900 m bei einer Traglast von 4 Tonnen [6], [7]. Ein Mast steht fest auf dem Erdboden und der zweite Mast ist zusammen mit den angetriebenen Seiltrommeln auf einem LKW montiert. Die Mastabstützungen erfolgen über mehrere im Erdboden oder an Bäumen verankerten Seilen. Für Kippmastseilkräne existieren unterschiedliche Konfigurationen der Beseilung. Im Bild 12 sind drei gebräuchliche Varianten dargestellt. Sie unterscheiden sich durch die Anzahl und Anordnung von Trage-, Last- und Hilfsseil sowie durch den Aufstellungsort der Seiltrommeln.

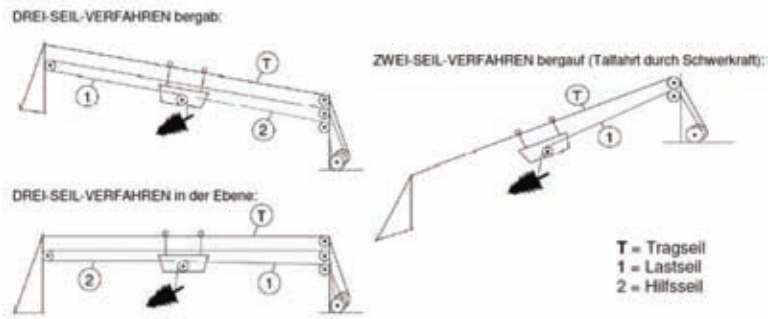


Bild 12: Aufstellkonfigurationen von Kippmastseilkränen in Abhängigkeit der Trag-, Last- und Hilfsseilanordnung bei unterschiedlichem Aufstellungsort der Seiltrommeln [6]

Für die simulationstechnische Nachbildung der Seilanlage im Mehrkörpersystem oder in der FEM ist hier auf Grund der hohen Anzahl erforderlicher Elemente zur Abbildung der Seile eine Lösung nahezu ausgeschlossen. Nutzt man beispielsweise die FE-Modellierung so werden für ein 100 m langes Seil, welches über eine Rolle mit einem Durchmesser von 100 mm gelenkt wird, mindestens 10 000 Balkenelemente mit berechnungsaufwendigen Kontaktdefinitionen benötigt.

Im Bild 13 ist eine Prinzipskizze des in SimulationX zu modellierenden Kippmastseilkrans mit drei Seilen und im Tal positionierten Masts mit Seiltrommelantrieben dargestellt. Die Spannweite von Mast zu Mast beträgt für dieses Modell 50 m und die Masten besitzen eine Höhe von 10 m.

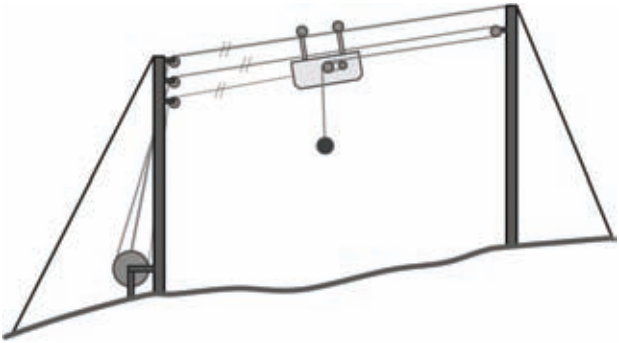


Bild 13: Schematischer Aufbau der modellierten Kippmastseilkrananlage; Spannweite 50 m, Masthöhe 10 m, Mastrollendurchmesser 200 mm, Seiltrommeldurchmesser 1000 mm; Hangneigungswinkel 15° [1]

Der im Bild 14 gezeigte Modellaufbau der Seilanlage erfordert 9 Rollen, 2 Trommeln und 12 Seilabschnitte. Das zur Führung der Laufkatze verwendete Tragseil ist linksseitig auf dem Erdboden verankert und verläuft unter Vorspannung über die obere Rolle des linken Masts bis hin zum Befestigungspunkt auf der Spitze des rechten Mastes. In diesem Modell wurde auf eine in der Realität verwendete Spanntrommel für das Tragseil verzichtet, da der Mastabstand konstant vorgegeben ist. Das zur Aufnahme der Last verwendete

Lastseil verläuft vom Kranhaken über drei Rollen auf der Laufkatze, über den rechten und linken Mast bis zur linken Seiltrommel.

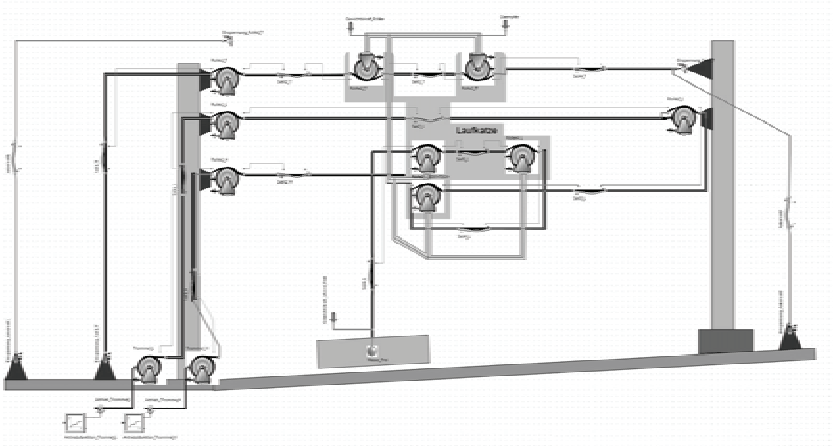


Bild 14: Modellansicht der Kippmastseilkrananlage mit vereinfachten Trommelantrieben (links unten)

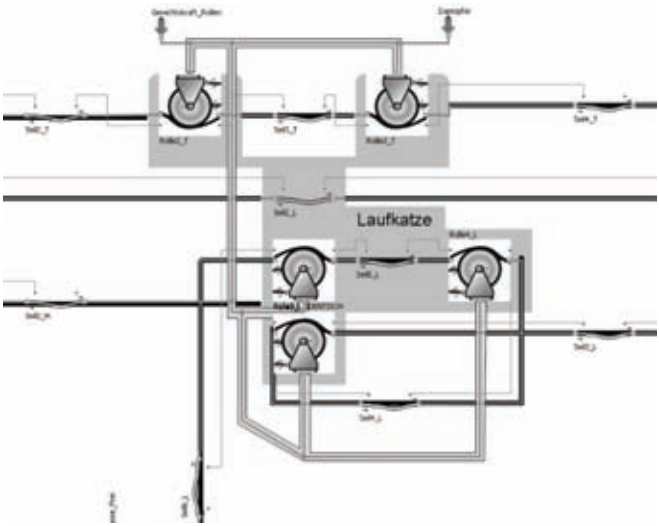


Bild 15: Modellansicht der Laufkatze

Um schließlich die Stellung der Laufkatze sicher auf dem Lastseil positionieren zu können, wird ein drittes Seil benötigt. Das so genannte Hilfsseil ist direkt auf dem Gestell der Laufkatze (siehe Bild 15) befestigt und wird über die Rolle am linken Mast zur zweiten Seiltrommel geführt.

Zur Verifizierung des im Bild 14 dargestellten Modells wurden zunächst die Seiltrommeln mit festen Antriebsfunktionsverläufen für einen Standardtransferprozess, gekennzeichnet durch Baumstamm anheben, transportieren und absenken, gesteuert. Nach einer kurzen Berechnungsdauer von lediglich 140 Sekunden lagen bereits die Ergebnisse vor. Die Bewegungsverläufe der Rollen sowie die Kraftverläufe der Seile nach Bild 16 zeigten ein plausibles Verhalten. Zudem wurde festgestellt, dass die Spannweite der als Kontinuum modellierten Seile kaum Einfluss auf die Berechnungszeit nimmt.

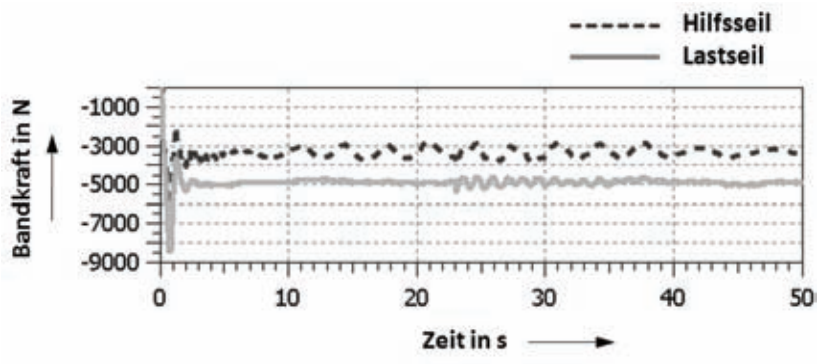


Bild 16: Verlauf der Seilkräfte von Lastseil und Hilfsseil während eines Transferprozesses

In einer weiteren Modellausbaustufe (siehe Bild 17) wurden die „starren“ Trommelantriebe, siehe Bild 14 unten, durch eine realistische Antriebseinheit ersetzt. Sie besteht aus einem drehzahlgeregelten Dieselmotor, der über eine Hydraulikpumpe die zwei erforderlichen und geregelten Hydraulikmotoren zum Antrieb der beiden Trommeln speist. Bild 17 zeigt hierzu vereinfacht einen Simulationsstrang für einen hydraulischen

Trommelantrieb. Darüber hinaus ist in diesem Beispiel bereits gut zu erkennen, wie übersichtlich solche komplex aufgebauten Antriebssysteme in einer Arbeitsumgebung zu modellieren sind.

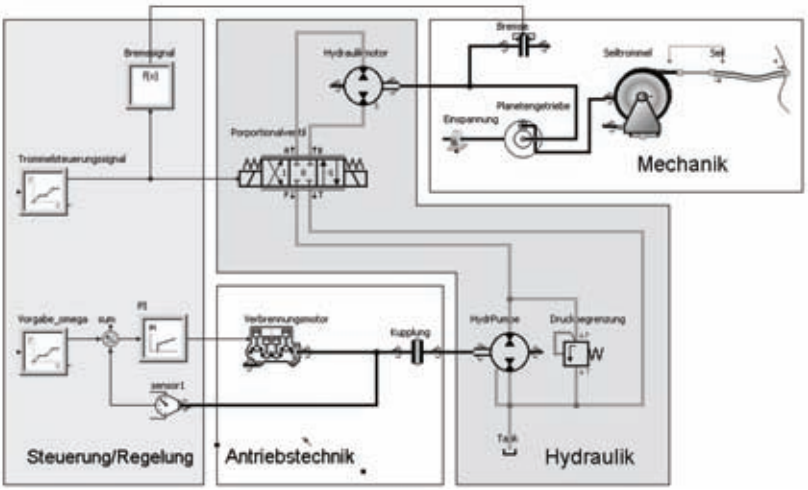


Bild 17: Modellansicht einer Antriebseinheit für die Kippmastseilkrananlage

Das gezeigte Modell gab Aufschluss über die Fragestellungen bezüglich des Energieverbrauchs für das Gesamtsystem. Durch weiterführende Parameterstudien konnten außerdem für die vorgegebene Struktur optimale Auslegungsparameter für einzelne Antriebskomponenten effizient bestimmt werden.

3.3 Bandgetriebe mit beliebig konvex gekrümmter Kurvenkontur

Ein weiterer Schwerpunkt des Kooperationsprojektes war die Entwicklung von Simulationswerkzeugen zur Abbildung von Bandgetrieben mit stetig konvex gekrümmter Bandriemenscheibenkontur. Wie im Kapitel 2.2 vorgestellt, wurden Bibliothekselemente zur Beschreibung einer Bandrolle sowie Bandtrommel mit variabler Scheibenkontur entwickelt. Diese beiden Elemente lassen sich frei mit den Bibliothekselementen der kreisrunden Rolle und Trommel sowie mit Elementen der neuen Koppelgetriebebibliothek

verbinden. Somit ist das Simulationsprogramm in der Lage, die Dynamik von Bandgetrieben und Band-Koppelgetrieben beliebiger Struktur zu berechnen. Analog zu den kreisrunden Rollen können auch Bandrollen mit variabler Scheibenkontur bzw. Bandtrommeln mit variabler Scheibenkontur wahlweise im Gestell auf bewegten Getriebegliedern oder „lose“ gelagert werden.

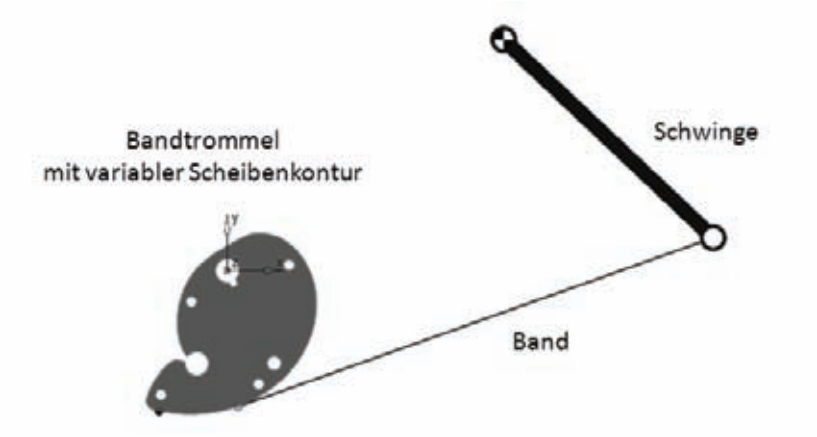


Bild 18: Animationsansicht der Bandgetriebestruktur DBDD

Bild 18 zeigt den Versuchsstandsaufbau einer aus 3 Drehgelenken und einem Bandgelenk aufgebauten Getriebestruktur (DBDD). Der Antrieb erfolgt an der Schwinge, welche über einen ventilgesteuerten Pneumatikzylinder mit nachgeschaltetem Zahnstangen-Ritzel-Getriebe angetrieben wird. In der Modellansicht Bild 19 ist diese Baugruppe als Drehschubstrecke bezeichnet. Auf der abtriebseitigen konvexen und das Band führenden Scheibe wirkt ein technologisches Drehmoment in Abhängigkeit der Scheibenstellung.

Aufgabe war es einerseits, für die gegebene Bandgetriebestruktur das Übertragungsverhalten nachzurechnen und andererseits das Verhalten des Bandes unter Beachtung dynamischer Kräften vorauszusagen.

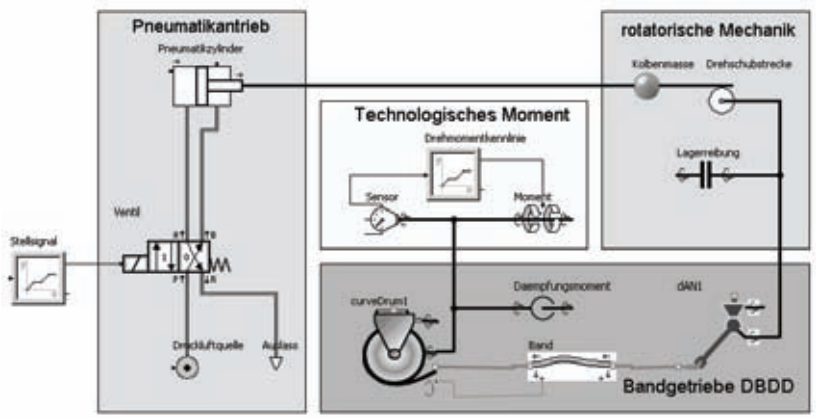


Bild 19: Modellansicht DBDD

Das Übertragungsverhalten von Drehwinkel der Schwinge über den Drehwinkel der segmentförmigen Bandtrommel ist für den quasistatischen Fall im Bild 20 dargestellt. Der degressive Kennlinienverlauf wird durch die stetige Vergrößerung des wirksamen Hebelarms an der Bandtrommel bei Linksdrehung der Schwinge und Bandscheibe hervorgerufen. Diese Messungen dienen für die Verifizierung der aus der Maßsynthese erhaltenen Bandgetriebeabmessungen.

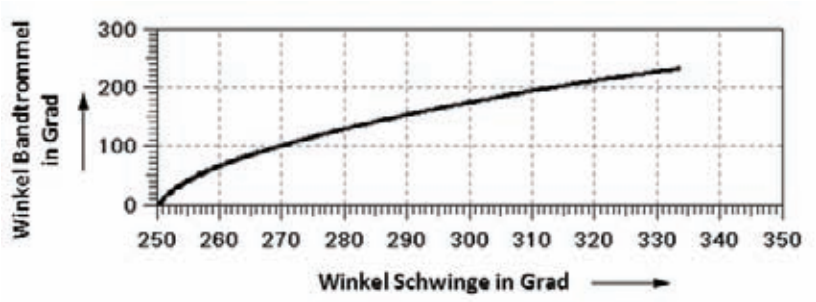


Bild 20: Übertragungsfunktion von Drehwinkel Schwinge über Drehwinkel der Bandscheibe

Eine Überprüfung der gewünschten Übertragungseigenschaften unter den dynamischen Einflüssen von Pneumatikantrieb und massebehafteter

Bandtrommel ergab Ausschluss über die Funktionsfähigkeit des Gesamtsystems im Prozess. Der im Bild 21 gezeigte Bandkraft- und Bandlängenänderungsverlauf zeigt bei 1,0 Sekunden den Arbeitshubverlauf der Bandkraft und Bandlängenänderung für die Antriebsbewegung der Schwinge in Bandzugrichtung. Die Bandkraft steigt infolge des technologischen Moments auf eine Zugkraft von ca. 82 N und die Banddehnung des elastischen Zugmittels erreicht einen Wert von ca. 1,2 mm. Nach Abschluss des technologischen Prozesses bei t = 7 Sekunden wird das Getriebe durch den Pneumatikantrieb aktiv in die Ausgangsstellung zurück bewegt. Im Bild 21 ist zu erkennen, dass das aus dem Prozess gebildete Rückstellmoment an der Bandtrommel nicht dazu ausreicht das Band straffzuhalten. Im Zeitintervall von 7,2 bis 7,8 Sekunden fällt die Bandzugkraft auf null und die Bandlängenänderung erreicht positive Werte. Das Maximum an „überschüssigem“ Band liegt bei ca. 25 mm. Gegenüber einer momentanen freien ungedehnten Bandlänge von 146 mm entspricht dies einen maximalen Durchhang von 42 mm quer zur Bandrichtung.

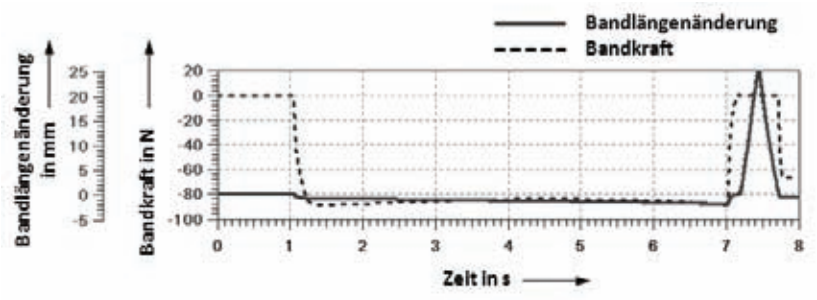


Bild 21: Bandlängenänderung (durchgezogen) und Bandkraftverlauf (gestrichelt) über der Zeit

Das Problem der vollständigen Bandentlastung wurde durch zwei Maßnahmen gelöst. Zum einen wurde die Bandscheibe zur Straffhaltung des Bandes mit einer Drehfeder ausgestattet. Zum anderen konnte die Arbeits- und Rückhubgeschwindigkeit des Pneumatikantriebs durch eine am Auslass angeordnete Drossel der erforderlichen Prozessgeschwindigkeit angepasst werden. Das Band wurde somit immer straff gehalten und die dynamischen Belastungen der Antriebskomponenten konnten verkleinert werden.

4 Zusammenfassung

Will man das Optimum für ein energieeffizientes Antriebskonzept erreichen, so ist eine ganzheitliche domänenübergreifende Systembetrachtung unabdingbar. Die Voraussetzung für deren Entwurf sind leistungsfähige Programmsysteme, welche in der Lage sind, möglichst vielfältige physikalische Domänen, wie Mechanik, Regelungstechnik, usw., in einer Arbeitsumgebung zu verknüpfen. Eine Sammlung von in Bibliotheken geordneten Modellelementen bildet hierbei den Grundstock für eine anwendergerechte Modellierung. Dadurch wird eine effiziente Anpassung der erforderlichen Modellkomplexität an das Simulationsziel erreicht.

Dieser Artikel zeigt die Anwendung neu entwickelter Bibliothekselemente für ebene Koppel- und Bandgetriebe. Mit dem Aufbau der ebenen Koppelgetriebebibliothek nach dem Vorbild der Modulmethode gemäß VDI 2729 ist es gelungen, ein schnelles und anwenderfreundliches Modellierungswerkzeug zur kinematischen und dynamischen Simulation von ebenen Koppelgetrieben zu entwickeln. Die vordefinierten Elemente müssen lediglich entsprechend der geforderten Getriebestruktur miteinander verbunden und mit wenigen Eingabegrößen parametriert werden. Nach kurzem Berechnungslauf stehen dem Anwender alle Bewegungs- und Kraftgrößenverläufe in Form von Plots zur Verfügung, wobei der Lauf des Getriebes in einem separaten Animationsfenster dargestellt werden kann.

Im Rahmen eines Kooperationsprojektes wurde eine Modellbibliothek zur Simulation von Band-, Seil-, Zahnriemen- und Kettentrieben entwickelt. Diese ist geradezu prädestiniert zur dynamischen Simulation von Bandgetrieben mit linearer und nichtlinearer Charakteristik. Im Vergleich mit bekannten Lösungsansätzen, z. B. der FEM, können auch Bandgetriebe mit sehr großen Seillängen bei verhältnismäßig kleinen Scheibendurchmessern sehr schnell berechnet werden. Die vorgestellten Beispiele zeigen das enorme Potential dieser elementbasierten Simulation für Koppelgetriebe, Seilkranstrukturen oder Flaschenzüge. Die einfache Verknüpfung mit anderen physikalischen Domänen schließt den Kreis und führt den Anwender zur ganzheitlichen Systemsimulation.

Literatur

[1] Heinrich, S.: Abbildung der Dynamik von Seilkränen in SimulationX. Studienarbeit, TU Chemnitz, Professur MHT, 2011

[2] Ebert, F; Mahn, M.; Berger, M.; Schreiber, U.: Simulation of planar Linkages in SimulationX with modular Library Elements, 13. ITI Symposium Dresden, 2010

[3] Ebert, F; Berger M.; Schreiber, U.; Rodionow, P.: Development of a Library to Analysis Belt Drives in SimulationX. 12. ITI Symposium Dresden, 2009

[4] Berger M.; Matthes, J.: MATTOOL – Eine Sammlung modularer Algorithmen zur rechnerunterstützten Antriebs- und Getriebeauslegung. VDI Berichte 1966, 2006

[5] www.iti.de

[6] www.mm-forsttechnik.at/syncrofalke/1001.php

[7] www.wisforst.ch/kategorie1/seite2/index.html

[8] Gefördert vom Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages