

Künstliche Intelligenz zur Struktur- und Maßsynthese
ebener Führungs- und Übertragungsgetriebe

Artificial Intelligence for Type- and Dimensional Synthesis of
Planar Guidance and Transfer Mechanisms

Von der Fakultät für Maschinenwesen
der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen
zur Erlangung des akademischen Grades eines
Doktors der Ingenieurwissenschaften
genehmigte Dissertation

vorgelegt von

Mario Müller

Berichter: Außerplanmäßiger Professor Dr.-Ing. Mathias Hüsing
Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. (UPT) Burkhard Corves
Univ.-Prof. Dr. rer. nat. habil. Dr. h. c. Karl-Heinz Modler

Tag der mündlichen Prüfung: 07. Februar 2020

Diese Dissertation ist auf den Internetseiten der Universitätsbibliothek online verfügbar.

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Getriebetechnik, Maschinendynamik und Robotik (IGMR) der RWTH Aachen University. Auf dem Weg zur Promotion haben mich viele Menschen begleitet, bei denen ich mich an dieser Stelle für die Unterstützung herzlich bedanken möchte.

Zunächst danke ich meinem Doktorvater Herrn Professor Hüsing sowie Herrn Professor Corves für die Möglichkeit zur Promotion am IGMR, die Betreuung meiner Arbeit sowie die familiäre Atmosphäre am Institut. Ebenso gebührt mein Dank Herrn Professor Modler für seine Tätigkeit als Berichterstatter sowie Herrn Professor Kneer für die Übernahme des Vorsitzes der Promotionskommission.

Dass ich meine Zeit am IGMR stets positiv in Erinnerung behalten werde, liegt neben den vielfältigen Aufgaben auch an meinen Kolleginnen und Kollegen. Danke an euch für die konstruktive Zusammenarbeit in vielen interessanten Projekten, den fachlichen und nicht-fachlichen Austausch sowie für die gemeinsamen Aktivitäten neben dem Arbeitsalltag. Mein besonderer Dank gilt all denen, die an der Entwicklung der Software Mechanism Developer (MechDev) beteiligt waren. Es war mir eine große Ehre, dass ich bei diesem Projekt mit euch zusammenarbeiten durfte.

Bei Jascha Paris möchte ich mich für die Unterstützung in zahlreichen Projekten und die fünf ereignisreichen Jahre im gemeinsamen Büro bedanken. Ein ganz besonderer Dank gebührt Ferdinand Schwarzfischer – nicht nur für das Feedback bezüglich der Dissertation, sondern auch für den darüber hinaus erfolgten Austausch.

Hervorzuheben ist auch die Leistung „meiner“ Studenten, die mich immer ausgezeichnet in Abschlussarbeiten und mit zahlreichen Hiwi-Stunden unterstützt haben. Besonders hervorheben möchte ich dabei Frank Andernach und Vincent Brünjes.

Zuletzt möchte ich meiner Familie für die Förderung und Unterstützung während meines gesamten Studiums bis zum Abschluss der Promotion danken. Ohne euch würde es diese Arbeit nicht geben.

Aachen, im Februar 2020

Mario Müller

Zusammenfassung

Getriebe sind mechanische Lösungen zur Wandlung von Bewegungen bzw. zur Übertragung von Kräften und Momenten. Die stetig steigenden Anforderungen an Getriebe können durch Entwickler ohne tiefere Kenntnisse in der Getriebetechnik kaum erfüllt werden. Um diese Entwicklergruppe zu unterstützen, wird auf das Forschungsfeld der künstlichen Intelligenz zurückgegriffen. Dieses liefert Lösungen, um sowohl Experten als auch Laien bei der Lösung komplexer Probleme zu unterstützen. Derartige IT-Systeme sind in Technik und Wissenschaft unter dem Begriff Expertensysteme bekannt.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde eine künstliche Intelligenz in Form eines Expertensystems zur Getriebesynthese entwickelt. Ausgehend von einer Bewegungsaufgabe kann die künstliche Intelligenz autonom den Getriebeentwurfsprozess durchlaufen. Die Bewegungsaufgabe wird dabei losgelöst von potentiellen Syntheseverfahren, sowohl für Übertragungs- als auch Führungsgetriebe formuliert. Genau wie bei der klassischen Getriebesynthese befasst sich die künstliche Intelligenz mit den beiden Themenbereichen der Struktur- und Maßsynthese.

Im Themenbereich der Struktursynthese werden potentiell geeignete Getriebestrukturen für die nachfolgende Maßsynthese ermittelt. Im Rahmen dieser Arbeit wurde eine Datenbank entwickelt, welche Getriebestrukturen für die Erfüllung von Übertragungs- und Führungsaufgaben enthält. Diese Getriebestrukturen können neben Dreh- und Schubgelenken auch Kurvengelenke aufweisen. Mit Hilfe des implementierten Regelwerkes der künstlichen Intelligenz wird die große Anzahl potentiell geeigneter Getriebestrukturen innerhalb der Struktursynthese auf solche Getriebe eingeschränkt, welche die vom Entwickler geforderten Eigenschaften möglichst gut erfüllen. Diese Getriebestrukturen werden dann im Rahmen der Maßsynthese über geeignete Optimierungsalgorithmen bemaßt. Dazu werden sie in einzelne, wiederkehrende Bausteine zerlegt. Durch dieses Vorgehen können mit einer vergleichsweise geringen Anzahl von Bemaßungsalgorithmen, Lösungen für komplexe Getriebestrukturen ermittelt werden.

Die Validierung der entwickelten künstlichen Intelligenz zeigt, dass sie nicht nur in der Lage ist, in der Praxis verwendete Standard-Lösungen für eine Problemstellung zu finden, sondern auch den bekannten Lösungsraum um weitere innovative Getriebelösungen zu erweitern. Die entwickelte künstliche Intelligenz stellt damit nicht nur ein Hilfsmittel für den Laien dar, sondern unterstützt auch den Getriebe-Experten bei anspruchsvollen Problemstellungen.

Summary

Mechanisms are mechanical solutions for the transformation of motion or for the transmission of forces and torques. The increasing requirements on mechanisms in practice can hardly be met by a developer without in-depth knowledge in mechanism theory. Therefore, the research field of artificial intelligence is used to support the development process. It provides solutions to help both experts and nonprofessionals to solve complex problems. Such IT systems are known in engineering and science as expert systems.

Within this work, an artificial intelligence was developed in the form of an expert system for mechanism synthesis. Starting from a motion task, the artificial intelligence can autonomously go through the mechanism design process. The motion task is thereby independent from potential synthesis methods, and can be formulated for both transfer and guidance mechanisms. Just as in classical mechanism synthesis, the artificial intelligence addresses the two topics of structural and dimensional synthesis.

In the subject area of the structural synthesis, potentially suitable mechanism structures are determined for the following step of the dimensional synthesis. Therefore, in the context of this thesis, a database has been developed which contains mechanism structures for the fulfillment of transfer and guidance mechanisms. To generate such mechanism structures, a graph-based algorithm has been developed. The structures identified by this algorithm can consist of revolute joints, prismatic joints as well as cam joints. Due to the specific properties of the mechanism structures, the number of potentially suitable structures can be drastically limited within the structural synthesis by means of the set of rules of artificial intelligence. These mechanism structures can then be dimensioned within the dimensional synthesis by using optimization-based algorithms. For this, they are divided into recurring modules. Because of this procedure, solutions for complex mechanism structures can be determined with comparatively few dimensioning algorithms.

The validation of the developed artificial intelligence shows that it is not only able to find known solutions of a problem, but also to extend the known scope of solution by further mechanisms. Thus, the artificial intelligence does not only provide a support for non-professionals but also for experts.

Inhaltsverzeichnis

Nomenklatur	vii
1 Einleitung.....	1
1.1 Problemstellung	2
1.2 Zielsetzung	3
1.3 Methodisches Vorgehen	5
2 Formulierung der Synthesaufgabe	7
2.1 Definition von Übertragungsaufgaben	7
2.1.1 Definition und Eigenschaften von Randbedingungen	9
2.1.2 Definition und Eigenschaften von Segmenten	10
2.2 Definition von Führungsaufgaben	14
2.2.1 Definition und Eigenschaften von Randwerten	16
2.2.2 Definition und Eigenschaften von Segmenten	17
2.3 Zusammenfassung	20
3 Methoden der künstlichen Intelligenz.....	23
3.1 Grundlagen der künstlichen Intelligenz	23
3.1.1 Symbolische Systeme der künstlichen Intelligenz	24
3.1.2 Numerische Systeme der künstlichen Intelligenz.....	25
3.1.3 Anwendung künstlicher Intelligenz.....	27
3.2 Konzeptionierung einer künstlichen Intelligenz.....	28
3.2.1 Auswahl eines Systems der künstlichen Intelligenz.....	28
3.2.2 Design der künstlichen Intelligenz	30
3.3 Zusammenfassung	34
4 Ansatz zur Struktursynthese	35
4.1 Aktuelle Ansätze zur Struktursynthese	36
4.1.1 Assurgruppenbasierte Ansätze	37
4.1.2 Graphenbasierte Ansätze	38
4.1.3 Bewertung der aktuellen Ansätze	40
4.2 Algorithmus für die systematische Struktursynthese	40

4.2.1	Anforderungen an die Strukturen.....	42
4.2.2	Erstellung zusammengefasster Graphen	43
4.2.3	Synthese der kinematischen Ketten aus zusammengefassten Graphen	49
4.2.4	Berücksichtigung unterschiedlicher Gliedfunktionen.....	54
4.2.5	Berücksichtigung der verschiedenen Gelenktypen	57
4.2.6	Erstellung einer Datenbank	60
4.3	Zusammenfassung	61
5	Strategie zur Maßsynthese	63
5.1	Aktuelle Ansätze zur Maßsynthese.....	63
5.1.1	Maßsynthese zur Erfüllung von Gliedlagen.....	64
5.1.2	Maßsynthese zur Erfüllung von Punkten einer Koppelkurve	67
5.1.3	Maßsynthese von Getrieben mit Kurvengelenken	70
5.2	Entwicklung einer Maßsynthesestrategie	72
5.2.1	Analyse und Zerlegung der Getriebestrukturen	73
5.2.2	Synthese von Synthesebausteinen mit zwei Gelenken	81
5.2.3	Auslegung von Gelenkketten mit mehr als zwei Gelenken	84
5.2.4	Synthesebausteine mit einem Kurvengelenk	86
5.3	Optimierung als Werkzeug in der Getriebesynthese	91
5.3.1	Numerische Optimierungsansätze.....	91
5.3.2	Strategie zur Optimierung von Getrieben	96
5.3.3	Kombination der numerischen Optimierverfahren	101
5.4	Zusammenfassung	102
6	Vorgehen zur Synthese von Getrieben	105
6.1	Auswahl geeigneter Strukturen.....	105
6.2	Vorgehen zur Maßsynthese von Getriebestrukturen	107
6.3	Zusammenfassung	111
7	Validierung der künstlichen Intelligenz.....	113
7.1	Validierung von Führungsgetrieben	113
7.2	Validierung von Übertragungsgetrieben.....	118
7.3	Zusammenfassung	123
8	Zusammenfassung und Ausblick	125

Literaturverzeichnis	I
Betreute studentische Arbeiten	XV
Abbildungsverzeichnis	XVII
Tabellenverzeichnis	XXI
A. Ergänzungen zur Validierung	XXIII
A.1 MCCARTHY Design Challenge	XXIII
A.2 Angenäherte Rastbewegung	XXX

Nomenklatur

Im Folgenden sind die in der Dissertation verwendeten Abkürzungen und Formelzeichen aufgeführt. Innerhalb der Arbeit sind Matrizen durch fett gedruckte Großbuchstaben und Vektoren durch fett gedruckte Kleinbuchstaben gekennzeichnet. Ableitungen nach der Zeit wurden mit einem Punkt und Ableitungen nach einer anderen Größe mit einem hochgesetzten Strich kenntlich gemacht.

Lateinische Kleinbuchstaben

<i>a</i>	Sollausgang des KNN
<i>a_i</i>	Koeffizient <i>i</i> des Segments
<i>b</i>	Bogenlänge eines Segments
<i>b_i</i>	Länge der binären Kette
<i>b₀</i>	Bauraumgüte eines Synthesebausteins
<i>c</i>	Gleichungsnebenbedingungen einer Optimierung
<i>c₀</i>	Güte der Krümmung einer Kurvenkontur
<i>d_i</i>	Grad des Knotens <i>i</i>
<i>e</i>	Kante (engl. Edge) eines Graphen
<i>e</i>	Eingang in das KNN
<i>f</i>	Zielfunktion der Optimierung
<i>f_i</i>	Gelenkfreiheitsgrad des Gelenkes <i>i</i>
<i>f_w</i>	Gewichtung einer Kante
<i>g</i>	Anzahl der niederen Elementpaarungen/Anzahl Gelenke
<i>g₀</i>	Bewegungsgüte eines Synthesebausteins
<i>h</i>	Anzahl höherwertiger Elementpaarungen
<i>h</i>	Ungleichungsnebenbedingungen einer Optimierung
<i>k</i>	Anzahl der Knoten eines Graphen

k_i	Gewichtung des i -ten Bewertungskriteriums
k_K	Kreispunktkurve
k_M	Mittelpunktkurve
k_P	Kostenfunktion eines Pfades
l_i	Länge von Glied i
n	Anzahl der Getriebeglieder
n_a	Summe aller zu approximierenden Lagen
n_K	Normale der Kurvenkontur
p	Maximaler Grad eines Gliedes
\mathbf{r}	Parametrisierte Führungsbahn in x- und y-Koordinate
r_K	Krümmungsradius der Kurvenscheibe
r_R	Radius des kreisförmigen Eingriffsgliedes
s	Gelenkstellung eines Schubgelenks
\mathbf{s}_k	Richtung für die Liniensuche
s_{\max}	Maximale Anzahl an Schubgelenken in einem Getriebe
s_O	Strafwert in der Optimierung eines Synthesebausteins
t	Zeit
t_K	Tangente der Kurvenkontur
u	Parameter entlang der Führungsbahn
u_A	Koordinate des mitbewegten Gelenks A in Richtung u
v_A	Koordinate des mitbewegten Gelenks A in Richtung v
\mathbf{v}_i^j	Geschwindigkeit des Partikels i zum Iterationsschritt j
\mathbf{w}_n	Gewichtung der Signale der Schicht n in einem KNN
w_i	Gewichtungsfaktor einer Bewegungsabweichung
x	Koordinate der Führungsbahn in x-Richtung
\mathbf{x}	Designvariablen zur Optimierung einer Zielfunktion
x_{A_0}	Koordinate des bezugsfesten Gelenks A_0 in Richtung x
$\mathbf{x}_{n,i}$	Eingangssignal der Schicht n in das Neuron i eines KNN
\mathbf{x}_{opt}	Optimale Designvariablen einer Zielfunktion

y	Koordinate der Führungsbahn in y-Richtung
\hat{y}	Position, bei der der Schwarm seine beste Güte erreicht
y_{A_0}	Koordinate des bezugsfesten Gelenks A_0 in Richtung y
y_i	Position, bei der das Partikel i seine beste Güte erreicht
z	Komplexe Zahl
z_K	Komplexer Zeiger der Kurvenkontur
z_M	Komplexer Zeiger der Rollenmittelpunktsbahn

Lateinische Großbuchstaben

A	Nachbarschaftsmatrix/Adjazenzmatrix eines Graphen
$A_j \dots G_j$	Koeffizienten der Maßsynthese eine Dreigliedergruppe
B_k	Symmetrische Matrix zur Bestimmung von s_k
DC	Degree Code einer Adjazenzmatrix
DC^d	Um die Diagonale erweiterter Degree Code
F	Laufgrad des Getriebes
$F_{R,i}$	Restmobilität der Masche i
L	Anzahl der unabhängigen Maschen eines Graphen
L_{\max}	Maximale Anzahl exakter Lagevorgaben einer Struktur
L_v	Anzahl vorgegebener exakter Lagen
L_i	Lage Nummer i der Bewegungsvorgabe
N_i	Anzahl der Glieder des Grades i
P	Pfad innerhalb eines Graphen
P_i	Punkt Nummer i der Bewegungsvorgabe
S_i	Segment Nummer i der Bewegungsvorgabe

Griechische Kleinbuchstaben

α	Winkel zur Beschreibung der Schubachse
β_k	Skalare Schrittweite für die Liniensuche der Iteration k
γ_i	Winkel zwischen der Lage i und dem globalen KOS
δ	Kraftangriffswinkel

δ_i	Abweichung von der Kreisgleichung
κ	Krümmung der Führungsbahn am jeweiligen Schritt
μ	Übertragungswinkel
μ_{\min}	Minimaler Übertragungswinkel
σ_B	Faktor zum Unterscheiden innen- und außenberollter Kurvenkonturen (kann die Werte +1 oder -1 annehmen)
τ	Tangentenwinkel der Führungsbahn am jeweiligen Schritt
φ	Antriebswinkel
φ_{ij}	Winkel des Gliedes i in Lage j
ψ	Abtriebswinkel

Griechische Großbuchstaben

Φ	Näherung der Zielfunktion
--------	---------------------------

Indizes

Ab	Abtrieb
An	Antrieb
Arb	Arbeitskurve eines Kurvengelenks
Ende	Wert am Ende des Segments
i	Laufindex
K	Kurvenkontur
M	Mittelpunktbahn
n	Abschnitt n eines Splines
R	Rolle
RMB	Rollenmittelpunktbahn
Start	Wert am Start des Segments

Abkürzungen

BA	Bewegungsaufgabe
BOBYQA	Bound Optimization by Quadratic Approximation
IGMR	Institut für Getriebetechnik, Maschinendynamik und Robotik
KI	Künstliche Intelligenz
KNN	Künstliche(s) neuronale(s) Netz(e)
KOS	Koordinatensystem
MechDev	Mechanism Developer
PSO	Partikelschwarm Optimierungsalgorithmus
RWTH	Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule
SB	Synthesebaustein

1 Einleitung

Eine immer wiederkehrende Aufgabenstellung im Maschinenbau ist die Wandlung einer gegebenen Bewegung in eine gewünschte Bewegung sowie die Übertragung von Kräften und Momenten. Eine mechanische Lösung dieser Aufgabe mittels sogenannter Getriebe oder Mechanismen bietet die Getriebetechnik (vgl. [VDI2127, S. 3; KCH15, S. 2]). Ein Getriebe wird dabei als eine aus Gelenken und Gliedern bestehende Struktur verstanden, bei der ein oder mehrere Glieder bezüglich eines ruhenden Systems bewegt werden können [VDI2127, S. 13]. Die Anwendung solcher Getriebe reicht unter anderem vom Bereich der Mikrosystemtechnik über Verpackungs- und Verarbeitungsmaschinen bis hin zu Großgetrieben, wie sie beispielsweise in Walzwerken zum Einsatz kommen [Nie03, S. 1].

Die Getriebetechnik unterteilt sich in die beiden Aufgabengebiete der Getriebesynthese und der Getriebeanalyse. Die Getriebesynthese beinhaltet Methoden, mit deren Hilfe die Eigenschaften eines Getriebes festgelegt werden können, damit die oben genannte Aufgabenstellung erfüllt wird. Sie besteht aus den beiden Bereichen Struktursynthese und Maßsynthese [BV87, S. 443]. Die Getriebeanalyse bietet Methoden, um Getriebe hinsichtlich ihrer Eigenschaften zu analysieren.

Innerhalb der Struktursynthese werden die Eigenschaften einer Getriebestruktur bestimmt. Zu diesen Eigenschaften gehören unter anderem die Anzahl der Getriebeglieder, die Anzahl und Art der Gelenke sowie die gegenseitige Anordnung der Getriebeglieder und Gelenke [KCH15, S. 30]. Die Maßsynthese dient hingegen der Bestimmung der kinematischen und somit maßgebenden Parameter einer definierten Getriebestruktur. Dazu gehören, je nach Gelenkart, die Abstände der einzelnen Gelenke zueinander, der relative Winkel der Schubachse oder die Kontur eines Kurvengelenks. Wurden alle kinematischen Parameter bestimmt, kann das so ermittelte Getriebe mittels Methoden der Getriebeanalyse bezüglich der Bewegung und Kraftübertragung analysiert und validiert werden.

Die vorliegende Dissertation beschäftigt sich in erster Linie mit der Getriebesynthese und behandelt somit Verfahren zur Realisierung gewünschter Bewegungen.

1.1 Problemstellung

Bereits im 19. Jahrhundert wurden durch BURMESTER [Bur88] und REULEAUX [Reu75] die Grundpfeiler der Getriebesynthese und -analyse gelegt. Die dort beschriebenen Lösungsverfahren sind vor allem grafischer Natur und basieren auf geometrischen Zusammenhängen. In Bezug auf die Maßsynthese ist dabei vor allem das Lagen-syntheseverfahren nach BURMESTER zu nennen [Bur88, 859 ff.], auf welchem auch einige der später entwickelten Syntheseverfahren aufbauen (vgl. [Lin99, S. 2]).

Mit den Fortschritten der Rechnertechnik wurde der Computer als Werkzeug zunehmend in den Arbeitsalltag des Ingenieurs integriert. Dadurch haben sich auch in der Getriebesynthese neue Möglichkeiten im Bereich rechenintensiver Lösungsverfahren ergeben. So entwickelte BRAUNE beispielsweise innerhalb seiner Dissertation [Bra80] algebraische Gleichungen zur Maßsynthese ebener viergliedriger Kurbelgetriebe. Zudem wirkte er maßgeblich an der Entwicklung der Software GENESYS mit. Diese Software hat den Anspruch, ein umfassendes Software-System zu sein, das alle Bereiche der Getriebeentwicklung rechnerintegriert abdeckt [Bra96]. Bis heute bietet das Programm in den Händen eines Getriebetechnikers einen Funktionsumfang, der seinesgleichen sucht. Allerdings setzt die Nutzung des Systems das Expertenwissen eines Getriebetechnikers voraus. Diese trifft auf viele Softwareprodukte aus dem Bereich der Getriebetechnik zu. MANNHEIM stellt fest, dass ein Getriebetechnik-Laie aktuell nur unzureichend durch bestehende Softwarelösungen unterstützt wird [Man15, S. 2]. Dies lässt sich darauf zurückführen, dass die implementierten Verfahren nur einen geringen Freiheitsgrad bei der Definition der Bewegungsaufgabe zulassen.

Die Algorithmen zur Maßsynthese nach BRAUNE bieten beispielsweise Methoden an, nach denen ein viergliedriges Getriebe durch Vorgabe von bis zu fünf exakten Lagevorgaben synthetisiert werden kann [Bra80, S. 151]. In der Praxis können die Vorgaben an die gewünschte Bewegung jedoch deutlich von den für das Syntheseverfahren benötigten Vorgaben abweichen. So kann beispielsweise das Erfüllen von weniger exakten Lagen gewünscht sein. In diesem Fall liegt es im Ermessen des Entwicklers, die praxisrelevanten Eigenschaften des Getriebes sinnvoll anzupassen. Die so entwickelten Mechanismen können, je nach Erfahrungswert des Konstrukteurs, deutlich von einer idealen Lösung abweichen. Auch in der Struktursynthese hängen die Ergebnisse stark von den Erfahrungen des Entwicklers im Bereich der Getriebetechnik ab. So kann erst mit einer entsprechenden Erfahrung abgeschätzt werden, ob eine Struktur zur Erfüllung einer gewünschten Bewegung sinnvoll ist oder nicht.

Da die Zahl der Getriebetechniklehrstühle an den Universitäten rückläufig ist, reduziert sich ebenfalls die Zahl der Ingenieure mit dem für die Getriebeauslegung benötigten Fachwissen. Eine Software, die für Getriebespezialisten ausgelegt wurde, hat demnach eine immer kleiner werdende Zielgruppe. Gleichzeitig steigen die Anforderungen an die zu entwickelnden Mechanismen weiter an. Obwohl das getriebetechnische Wissen in Fachbüchern und Zeitschriftenartikeln gesammelt ist, ist der Zugang zu diesem Wissen nach [VDI2727-1, S. 2] für einen Ingenieur ohne getriebetechnischen Hintergrund oft schwierig zu erschließen.

Damit der Konstrukteur weiterhin ein Werkzeug zur Synthese und Analyse dieser Mechanismen hat, wird am Institut für Getriebetechnik, Maschinendynamik und Robotik (IGMR) der RWTH Aachen eine neue Software zur Getriebeauslegung entwickelt. Ziel dieses Projekts ist es, ein Werkzeug für den Konstrukteur bereitzustellen, der keine spezielle Ausbildung im Bereich der Getriebetechnik erfahren hat. Zudem soll die Software einen umfassenden Funktionsumfang im Bereich der Getriebesynthese und Getriebeanalyse bereitstellen. Diese Software mit dem Namen **Mechanism Developer** (kurz MechDev) soll dynamisch erweitert werden können, sodass die Möglichkeit besteht, Inhalte der aktuellen und zukünftigen Forschung in den Funktionsumfang zu integrieren [CHM18; MMH18].

1.2 Zielsetzung

Wie eingangs erwähnt, besteht das Ziel der vorliegenden Dissertation darin, den Konstrukteur innerhalb des Getriebeentwicklungsprozesses soweit zu unterstützen, dass er auch ohne umfangreiches Fachwissen sinnvolle Getriebe für eine gewünschte Bewegung entwickeln kann. Dafür wird eine künstliche Intelligenz (KI) in MechDev integriert, die wesentliche Aufgaben des Getriebespezialisten übernimmt (vgl. Abbildung 1-1).

Methoden der KI werden bereits erfolgreich im Bereich des Maschinenbaus eingesetzt und zunehmend in den Lebensalltag eines Jeden integriert. Auch in Bezug auf die Getriebetechnik wurden Systeme entwickelt, die auf einer KI basieren. Jedoch erfüllt keines dieser Systeme die Anforderung, den gesamten Syntheseprozess für die oben genannte Zielgruppe abzubilden.

Müssen innerhalb herkömmlicher Getriebesoftware die Methoden der Struktur- und Maßsynthese dem Getriebetechniker (G) direkt zugänglich sein (Abbildung 1-1 links), bleiben diese Details im geplanten Vorhaben durch den Einsatz einer KI-Komponente für den Konstrukteur (K) verborgen. Dieser muss dann lediglich die Anforderungen an das zu entwerfende Getriebe vorgeben, bspw. die gewünschte Bewegung und den verfügbaren Bauraum.

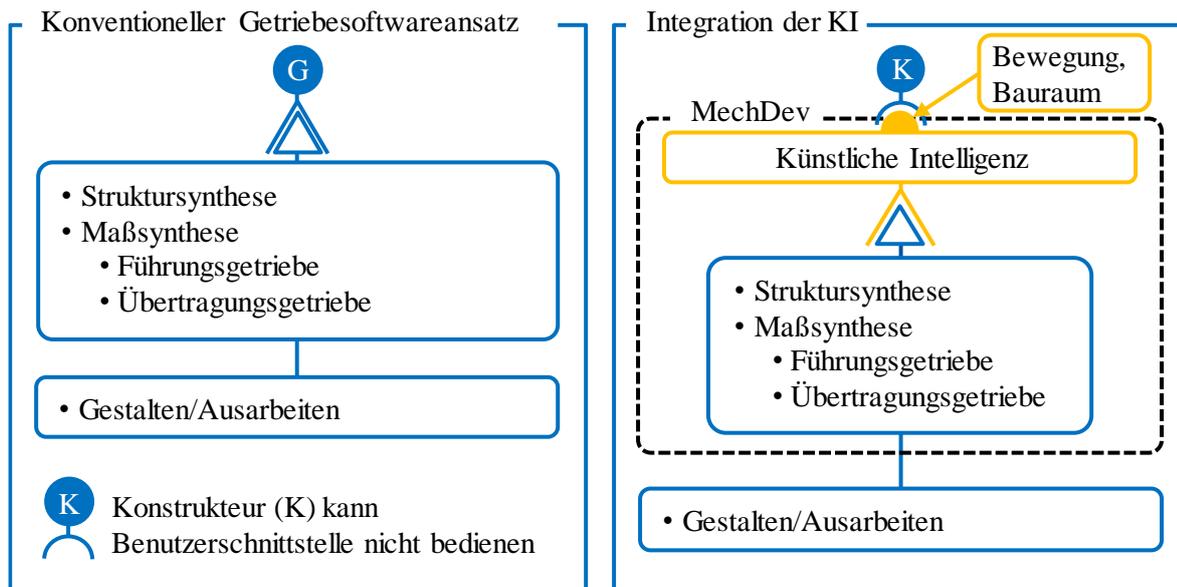


Abbildung 1-1: Vergleich konventioneller Getriebesoftwareansatzes mit dem geplanten Vorhaben

Das KI-Modul soll dann mit den ihm zur Verfügung stehenden Methoden Getriebelösungen bestimmen, die diese Anforderungen möglichst gut erfüllen (Abbildung 1-1 rechts). Die so ermittelten Ergebnisse können im Anschluss innerhalb einer CAD Software ausgestaltet werden. Um die Machbarkeit dieses weitreichenden Vorhabens zu untersuchen, muss die Frage beantwortet werden, ob mit Hilfe einer KI die Synthese von Getrieben soweit automatisiert werden kann, dass bei Vorgabe einer beliebigen Bewegungsaufgabe ein passendes Getriebe gefunden wird.

Diese Dissertation verfolgt das Ziel, ein Vorgehen nach Abbildung 1-2 zu realisieren. Es ergeben sich demnach drei verschiedene Themengebiete, die betrachtet werden müssen. Zum einen muss die Schnittstelle zur Eingabe der Anforderungen an den Mechanismus entworfen werden. Mit deren Hilfe soll es dem Anwender ermöglicht werden, unabhängig vom gewählten Lösungsverfahren seine Anforderungen an das Getriebe zu definieren. Dazu gehört neben der Vorgabe einer gewünschten Bewegung auch die Vorgabe von weiteren Randbedingungen wie z. B. dem Bauraum oder den Merkmalen der Getriebestruktur. Zum anderen soll das KI-Modul auf Basis der gewünschten Bewegungsaufgabe innerhalb einer Synthesestrategie geeignete Lösungsvorschläge ermitteln. Der Anwender kann dann im Anschluss auf Basis der ihm bereitgestellten Informationen die einzelnen Lösungsalternativen bewerten und anhand eigener spezifischer Kriterien eine passende Lösung auswählen. Zur Bewältigung dieser Aufgabe müssen der KI geeignete Werkzeuge bereitgestellt werden, die durch diese bei der Problemlösung intelligent eingesetzt werden können. Zu diesen Werkzeugen gehören

bestehende Verfahren in der Struktur- und Maßsynthese. Diese Verfahren müssen jedoch für die Nutzung durch eine künstliche Intelligenz abgewandelt oder gar neu entwickelt werden.

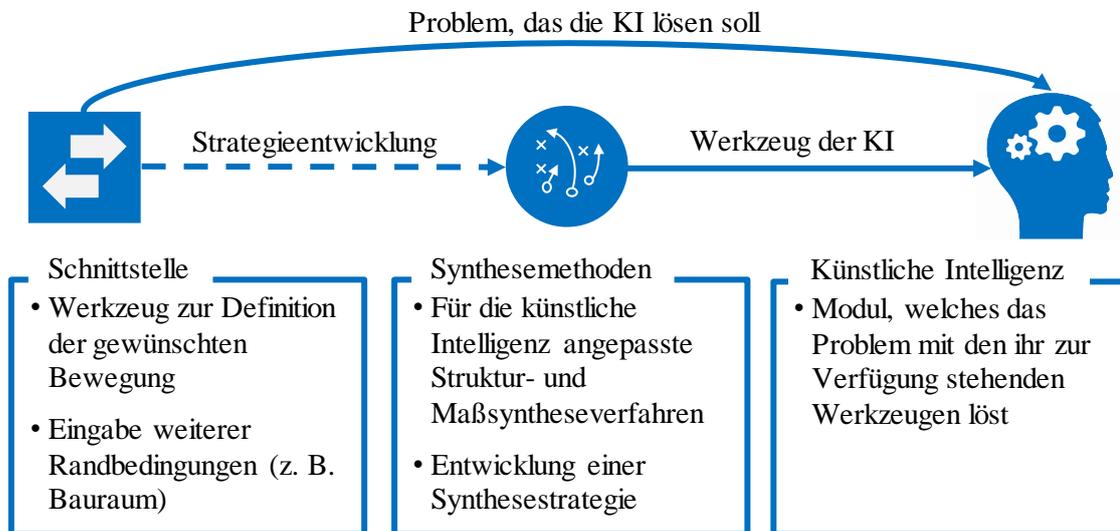


Abbildung 1-2: Grundkonzept und Vorgehen zur Beantwortung der Forschungsfrage

1.3 Methodisches Vorgehen

Das methodische Vorgehen dieser Dissertation folgt dem in Abbildung 1-2 gezeigten Grundkonzept. Die dort dargestellten Themenschwerpunkte finden sich dementsprechend auch innerhalb des in Abbildung 1-3 dargestellten Aufbaus der Dissertation wieder.

Die Synthesaufgabe wird über eine geeignete Benutzerschnittstelle an die künstliche Intelligenz übergeben. Innerhalb des Kapitels 2 wird beschrieben, aus welchen Elementen eine Bewegungsaufgabe bestehen kann. Dabei soll die Benutzerschnittstelle so gestaltet werden, dass die Anforderungen des Anwenders an das Getriebe flexibel und möglichst allgemein definiert werden können. Zur Realisierung muss zuerst die notwendige Schnittstelle zur Definition einer Übertragungsaufgabe beschrieben werden. Im Anschluss wird diese Schnittstelle auf Führungsaufgaben transferiert.

Im Hauptteil der Arbeit werden Grundlagen der künstlichen Intelligenz und Verfahren des Getriebesyntheseprozesses analysiert. Dazu gehören die Struktursynthese sowie die Maßsynthese. Kapitel 3 stellt die verschiedenen Verfahren der künstlichen Intelligenz vor. Unter Berücksichtigung der Zielsetzung der Arbeit und den Anforderungen an die künstliche Intelligenz, wird ein Verfahren für das Vorhaben der Dissertation ausgewählt.

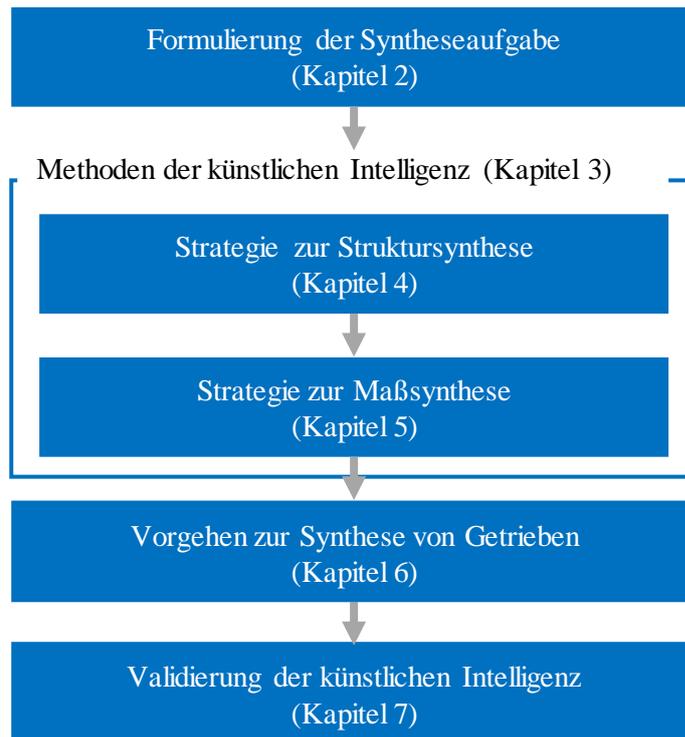


Abbildung 1-3: Darstellung des Aufbaus der Dissertation

Kapitel 4 und 5 befassen sich mit den getriebetechnischen Synthesemethoden und fokussieren bereits die Umsetzung innerhalb der KI. Dabei wird zwischen den Methoden zur Struktursynthese (Kapitel 4) und Methoden zur Maßsynthese (Kapitel 5) unterschieden. Um die Methoden der Struktursynthese untersuchen zu können, muss zuerst der Stand der Technik zu dieser Thematik analysiert werden. Auf Basis dieser Analyse wird ein durch die KI nutzbares Modul entwickelt, das alle für die Maßsynthese von Führungs- und Übertragungsgetrieben sinnvollen Strukturen synthetisiert. Um die Getriebesynthese abzuschließen, muss im Anschluss an die Struktursynthese die Maßsynthese erfolgen. Dazu werden existierende Maßsyntheseverfahren analysiert. Auf Basis dieser Verfahren wird ein modularisiertes Syntheseverfahren konzipiert und entwickelt und innerhalb der KI umgesetzt. Nachdem die Strategien zur Synthese der Getriebe im Einzelnen entwickelt wurden, wird das gesamte Vorgehen zur Synthese von Getrieben innerhalb von Kapitel 6 beschrieben.

Abschließend wird die entwickelte Lösung validiert. Dabei werden Fallbeispiele ausgewählt, die sowohl für Führungsgetriebe als auch für Übertragungsgetriebe die Intelligenz des Systems unter Beweis stellen sollen. Ist die künstliche Intelligenz validiert, kann die Frage beantwortet werden, ob mit Hilfe einer KI die Synthese von Getrieben hinreichend automatisiert werden kann.

2 Formulierung der Synthesaufgabe

Für eine erfolgreiche Unterstützung der in Kapitel 1 genannten Zielgruppe während des Syntheseprozesses, ist die Funktionalität der Schnittstelle zwischen dem Anwender und der künstlichen Intelligenz essentiell. Wie Abbildung 1-2 entnommen werden kann, dient die Schnittstelle dem Anwender zur Formulierung der Bewegungsaufgabe. Die Bewegungsaufgabe beinhaltet dabei die durch das Getriebe zu realisierende Bewegung. NIEMEYER ergänzt die Vorgabe der ungleichmäßigen Bewegung der Abtriebsglieder um Angaben zur Getriebestruktur wie z. B. die Anzahl der Getriebeglieder und Umlauffähigkeit [Nie03, S. 12–13]. Dabei kann generell zwischen einer Übertragungsbewegung und einer Führungsbewegung unterschieden werden. Bei einem Übertragungsgetriebe erfolgt die Bewegung des Abtriebsgliedes nach einer definierbaren Übertragungsfunktion (vgl. [Dit85; LM95, S. 16; Sto05, S. 1; KCH15, S. 16]). Bei einem Führungsgetriebe erfolgt die Bewegung des Abtriebsgliedes entlang einer definierbaren Führungsbahn (vgl. [Dit85; LM95, S. 17; Sto05, S. 1; KCH15, S. 17]). Ein Werkzeug zur Formulierung einer Synthesaufgabe muss demnach die Möglichkeit bereitstellen, eine Bewegungsaufgabe in Form einer Übertragungsfunktion (Übertragungsgetriebe) oder einer Führungsbahn (Führungsgetriebe) definieren zu können. Dabei sollte der Anwender die Möglichkeit besitzen, die Bewegungsaufgabe so präzise wie nötig und so allgemein wie möglich zu formulieren [Nie03, S. 12]. Ansonsten wäre der Lösungsraum des Syntheseprozesses unnötig beschränkt und sinnvolle Lösungen würden ausgeschlossen.

Innerhalb dieses Kapitels wird gezeigt, wie eine solche Benutzerschnittstelle aussehen kann. Die Anforderungen an die Bewegungsaufgabe wird im Anschluss von der KI aufgegriffen. Die KI führt auf Basis der Bewegungsaufgabe die notwendigen Schritte zur Struktur- und anschließend zur Maßsynthese durch.

2.1 Definition von Übertragungsaufgaben

Die Bewegung eines Übertragungsgetriebes wird mittels der Übertragungsfunktion definiert. Die Übertragungsfunktion stellt einen Bezug zwischen dem Antriebsparameter und dem

Abtriebsparameter her (s. [Weh93, S. 12]). Je nach Bewegungsart (drehend oder schiebend) enthalten diese Parameter Informationen über den Drehwinkel bzw. den Schubweg des jeweiligen Gliedes bezogen auf den Antrieb des Getriebes. Ein Beispiel für ein Übertragungsgetriebe ist die Schubkurbel in einem Kolbenverdichter. Hier wird eine drehende Antriebsbewegung in eine schiebende Abtriebsbewegung umgewandelt. Abbildung 2-1 zeigt die schematische Darstellung einer solchen Schubkurbel und die daraus resultierende Übertragungsfunktion nach [BV87, S. 17–19].

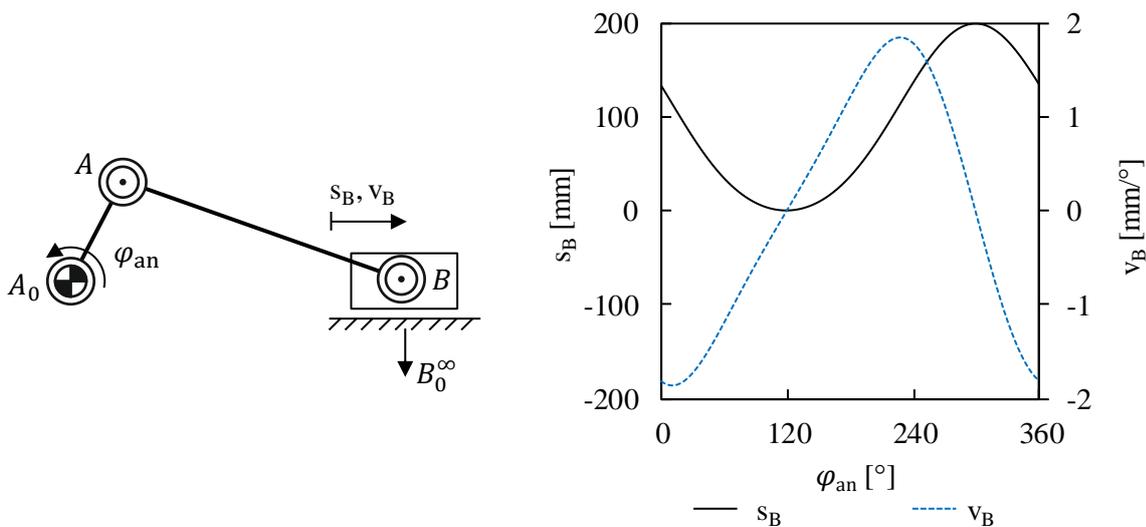


Abbildung 2-1: Schematische Darstellung einer Schubkurbel und deren Übertragungsfunktion

Zur Synthese von Übertragungsgetrieben müssen die jeweiligen prozessbedingten Anforderungen an die Übertragungsbewegung definiert werden. Wie in Kapitel 1 erläutert wurde, soll die Schnittstelle zur Eingabe der Aufgabenstellung möglichst ohne besondere Fachkenntnisse im Bereich der Getriebetechnik bedienbar sein. Um das zu realisieren ist es notwendig, dass die Bewegungsvorgabe ohne Restriktionen bezüglich der unterschiedlichen Syntheseverfahren erfolgen kann. Ein Teilgebiet innerhalb der Getriebetechnik, in dem eine solche freie Definition der Übertragungsfunktion bereits angewendet wird, ist die Synthese von Kurvengetrieben.

Kurvengetriebe zeichnen sich dadurch aus, dass sie mindestens ein Kurvengelenk aufweisen. Durch dieses Kurvengelenk lässt sich grundsätzlich jeder vorgeschriebene Bewegungsverlauf verwirklichen [HTR09, S. 117]. Bei der Synthese solcher Getriebe muss die komplette Bewegungsaufgabe des Getriebes definiert werden. Laut [KCH15, S. 164–168] kann die Definition der Bewegungsaufgabe dabei innerhalb eines Bewegungsdiagramms erfolgen. Abbildung 2-2 zeigt ein solches Diagramm und ein aus dieser Bewegung resultierendes Kurvengetriebe.

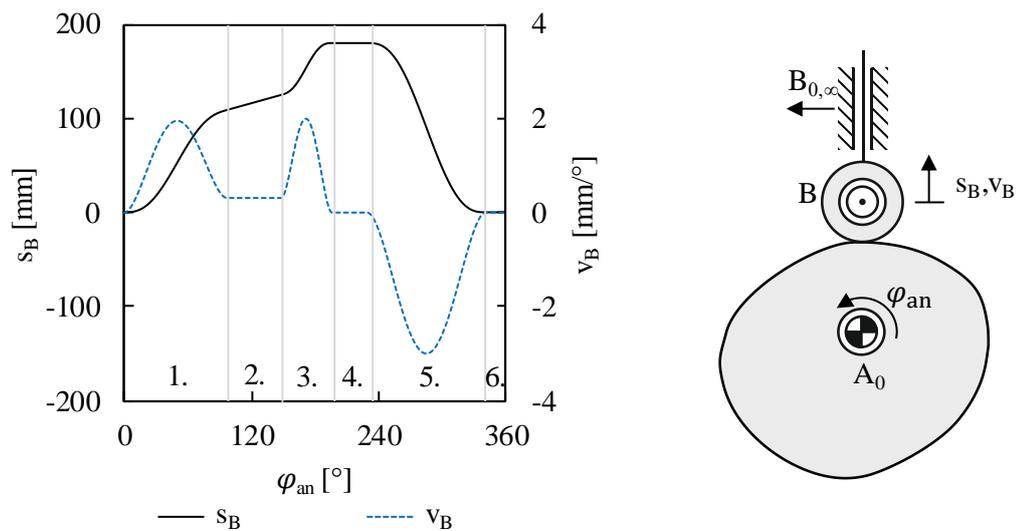


Abbildung 2-2: Darstellung eines Bewegungsdiagramms und des resultierenden Kurvengetriebes

Wie zu erkennen ist, zeigt das Bewegungsdiagramm die Abtriebsbewegung (Hub des Schiebers) über der Antriebsbewegung (Drehwinkel der Kurvenscheibe). Die in Abbildung 2-2 dargestellte Bewegungsaufgabe besteht aus insgesamt sechs Segmenten. Die Segmente werden dabei möglichst stetig in Position, Geschwindigkeit und Beschleunigung miteinander verbunden. Dazu ist es notwendig, dass die Randbedingungen zwischen zwei Segmenten identisch sind.

Soll nun, wie in Kapitel 1 beschrieben, eine Synthesaufgabe für ein Übertragungsgetriebe formuliert werden, muss dieses Diagramm durch den Anwender interaktiv beliebig gestaltet werden können. Die zuvor genannten Segmente sind dabei wesentliche Elemente des Diagramms. Diese definieren, wie sich das Getriebe innerhalb eines Bereichs verhält. Für Kurvengetriebe werden beispielsweise in [VDI2142-2] Segmente basierend auf Potenzgesetzen oder trigonometrischen Gesetzen empfohlen. Die Eigenschaften dieser Segmente werden dabei nicht nur durch die Wahl des Segmenttyps, sondern auch durch dessen Randbedingungen, maßgeblich bestimmt. Im Folgenden soll auf die Definition der Randbedingungen und die daraus resultierenden Möglichkeiten verstärkt eingegangen werden.

2.1.1 Definition und Eigenschaften von Randbedingungen

Wie bereits erwähnt, sind die Randbedingungen eines Segments für eine Bewegungsübertragung essentiell. Im Folgenden werden die Eigenschaften der Randbedingungen erläutert. Tabelle 2.1 zeigt einen Auszug dieser Eigenschaften. Dabei haben alle Eigenschaften abgesehen vom Namen und der Nummer einen maßgeblichen Einfluss auf das zu

synthetisierende Getriebe. Ohne Betrachtung der Segmente, sind Randbedingungen gleichzusetzen mit Punkten einer Übertragungsfunktion. Mit diesen punktuellen Bewegungsvorgaben können einzelne Betriebspunkte des Getriebes definiert werden.

Tabelle 2.1: Mögliche Eigenschaften einer Randbedingung in Übertragungsfunktionen

Name	Beschreibung
Name	Name der Bewegungsvorgabe zur Benennung durch den Anwender
Nummer	Repräsentiert die Reihenfolge, in der die Vorgaben durchlaufen werden
Zeitliche Größe	Zeitpunkt, an dem die Abtriebsgröße erreicht wird (t)
Abtriebsgröße	Winkel oder Hub am Abtrieb zum angegebenen Zeitpunkt (ψ bzw. s)
Geschwindigkeit	Geschwindigkeit der Abtriebsgröße zum angegebenen Zeitpunkt ($\dot{\psi}$ bzw. \dot{s})
Beschleunigung	Beschleunigung der Abtriebsgröße zum angegebenen Zeitpunkt ($\ddot{\psi}$ bzw. \ddot{s})

Üblicherweise wird das Übertragungsverhalten von Getrieben in Abhängigkeit der Antriebsgröße definiert (vgl. [KCH15, S. 16]). In manchen Fällen kann es jedoch sinnvoll sein, die Abtriebsgröße in Abhängigkeit der Zeit zu definieren (siehe beispielsweise [Sch19]). Für die dieser Arbeit zugrundeliegende allgemeine Definition der Bewegungsaufgabe wird diese Möglichkeit ebenfalls genutzt. Zum einen ist es dadurch möglich, die Geschwindigkeiten und Beschleunigungen deutlich intuitiver zu definieren – nämlich als zeitliche Größe, zum anderen können so auch Bewegungsaufgaben definiert werden, denen keine konstante Antriebsgeschwindigkeit zugrunde liegt. Vorteile einer variablen Antriebsgeschwindigkeit sind beispielsweise in [MHH19b] beschrieben.

Um die Flexibilität bei der Definition des Übertragungsverhaltens zu erhöhen, kann sowohl für die Abtriebsgröße als auch für die Geschwindigkeit und Beschleunigung ein Toleranzbereich angegeben werden. Erlaubt der Anwendungsfall des zu entwickelnden Getriebes eine geringfügige Abweichung von dem exakten Wert, kann dieses Toleranzband genutzt werden, um das Getriebe hinsichtlich unterschiedlichster Kriterien zu optimieren.

2.1.2 Definition und Eigenschaften von Segmenten

Neben den einzelnen Randbedingungen bzw. Punkten einer Übertragungsfunktion kann es auch notwendig sein, ganze Abschnitte einer Übertragungsfunktion nahezu uneingeschränkt definieren zu können. Dazu wurde bereits auf das Vorgehen zur Synthese von Kurvengetrieben

verwiesen. Analog zu den Übertragungsgesetzen der Kurvengetriebe kann im Bewegungsdiagramm eine Bewegung mittels verschiedener Segmenttypen vorgegeben werden. Eine Auswahl an Segmenttypen ist in Tabelle 2.2 zusammengefasst.

Tabelle 2.2: Zusammenstellung realisierter Segmenttypen für Übertragungsbewegungen

Segmenttyp	Beschreibung
Beliebige Verbindung	Keine spezifische Bewegungsvorgabe zwischen zwei Randbedingungen
Linie	Verbindung mit konstanter Steigung
Polynom fünften Grades	Polynomverbindung fünften Grades
Kubischer Spline	Splinefunktion dritten Grades – enthält mindestens eine Stützstelle.
Quintischer Spline	Splinefunktion fünften Grades – enthält mindestens eine Stützstelle.
Septischer Spline	Splinefunktion siebten Grades – enthält mindestens eine Stützstelle

Ein Segment verbindet immer genau zwei Randbedingungen miteinander. Die Randbedingungen eines Segments werden dabei durch die beiden begrenzenden Bewegungsvorgaben vorgegeben. Ist zwischen zwei Bewegungsvorgaben keine explizite Segmentverbindung gewünscht, können Bewegungsvorgaben auch mit einer beliebigen Verbindung verknüpft werden. Die weiteren Segmenttypen benutzen jeweils die Randbedingungen, um den Verlauf der Bewegung zu berechnen. Eine Linie zwischen zwei Bewegungsvorgaben weist beispielsweise eine konstante Steigung auf, die anhand der Abtriebsgröße der beiden Bewegungsvorgaben berechnet wird. Für einen Abtriebswinkel ψ ergibt sich der zeitliche Verlauf nach der Geradengleichung (2.1).

$$\psi(t) = \psi_{\text{Start}} + \frac{\psi_{\text{Ende}} - \psi_{\text{Start}}}{t_{\text{Ende}} - t_{\text{Start}}} \cdot t \quad (2.1)$$

Es ist erkennbar, dass neben der Abtriebsgröße am Anfang ψ_{Start} und am Ende ψ_{Ende} des Segments keine weiteren Randbedingungen eingehalten werden können. Um weitere Randbedingungen berücksichtigen zu können, werden in der Bewegungstechnik, und somit beispielsweise auch in der Synthese von Kurvengetrieben, Polynome höheren Grades verwendet. Eine polynomielle Verbindung vom Grad fünf bietet beispielsweise die Möglichkeit, neben der Abtriebsgröße, auch die erste und zweite zeitliche Ableitung am Anfang und am Ende des Segments zu berücksichtigen. Dabei wird der zeitliche Verlauf des Abtriebswinkels ψ nach Gleichung (2.2) definiert.

$$\psi(t) = \sum_{i=0}^5 a_i \cdot t^i \quad (2.2)$$

Durch die Randbedingungen ergibt sich ein lineares Gleichungssystem, mit dem die unbekannt Koeffizienten a_i bestimmt werden können. Die Aufstellung und Lösung dieses Gleichungssystems wird beispielsweise in [Bon08, S. 99–101; Vuj08, S. 35–36] beschrieben und soll an dieser Stelle nicht näher erläutert werden. Neben dem Polynom fünften Grades sind auch weitere Segmenttypen aus [VDI2142-2] wie z. B. die geneigte Sinuslinie oder das modifizierte Beschleunigungstrapez zur Bewegungsdefinition denkbar.

Laut [Bon08, S. 62] kann die größtmögliche Beeinflussung bei der Gestaltung der Bewegungsvorgabe durch Verwendung eines Splines realisiert werden. Ein polynomialer Spline besteht beispielsweise aus zwei Bewegungsvorgaben am Anfang und am Ende des Segments sowie beliebig vielen Stützstellen. Diese werden mittels mehrerer stetig aneinander anschließender Polynomfunktionen abgebildet. Solche Splines bieten gegenüber Polynomen den Vorteil, dass sie deutlich weniger zum Überschwingen neigen [Bon08, S. 63]. Um einen in Geschwindigkeit und Beschleunigung stetigen Verlauf zu erhalten, wird dabei ein quintischer Spline benötigt [Bec90]. Sollte eine stetige Beschleunigung am Anfang und am Ende des Splines keine geforderte Eigenschaft sein, ist die Verwendung eines kubischen Splinesegments möglich.

Kubische Splines basieren auf Polynomen dritten Grades. Der zeitliche Verlauf eines kubischen Splines kann für einen Abtriebswinkel ψ und den Splineabschnitt n der Gleichung (2.3) entnommen werden.

$$\psi_n(t) = \sum_{i=0}^3 a_{i,n} \cdot (t - t_n)^i \quad (2.3)$$

Für die Ermittlung der vier unbekannt Koeffizienten $a_{i,n}$ eines jeden Splineabschnittes $\psi_n(t)$ können vier Randbedingungen vorgegeben werden. Besteht ein Spline beispielsweise aus zwei Abschnitten, ergeben sich acht Randbedingungen, die erfüllt werden können. Üblicherweise lassen sich die Randbedingungen so wählen, dass für ein solches Segment die Position und Ableitung der Bewegungsvorgaben am Start und am Ende vorgegeben werden können. Durch die Bedingung, dass für die gemeinsame Stützstelle die Geschwindigkeit und Beschleunigung gleich sein muss, wird ein stetiger Verlauf erreicht. Mögliche Randbedingungen sind in Beziehung (2.4) für einen Polynomabschnitt n und einen nachfolgenden Polynomabschnitt $n + 1$ zusammengefasst.

$$\begin{aligned}
\psi_n(t_{n,\text{Start}}) &= \psi_{n,\text{Start}} & \psi_{n+1}(t_{n+1,\text{Start}}) &= \psi_{n,\text{Ende}} \\
\psi_n(t_{n,\text{Ende}}) &= \psi_{n,\text{Ende}} & \psi_{n+1}(t_{n+1,\text{Ende}}) &= \psi_{n+1,\text{Ende}} \\
\dot{\psi}_n(t_{n,\text{Start}}) &= \dot{\psi}_{n,\text{Start}} & \dot{\psi}_{n+1}(t_{n+1,\text{Ende}}) &= \dot{\psi}_{n+1,\text{Ende}} \\
\dot{\psi}_n(t_{n,\text{Ende}}) &= \dot{\psi}_{n+1}(t_{n+1,\text{Start}}) & \ddot{\psi}_{n+1}(t_{n+1,\text{Start}}) &= \ddot{\psi}_n(t_{n,\text{Ende}})
\end{aligned} \tag{2.4}$$

Analog zum Polynom fünften Grades kann mit den Randbedingungen aus (2.4) ein lineares Gleichungssystem aufgestellt werden, um die unbekannt Koeffizienten $a_{i,n}$ zu ermitteln. Aus den ausgewählten Randbedingungen wird ebenfalls ersichtlich, dass die Beschleunigung zu Beginn und am Ende des gesamten Segments nicht vorgegeben werden kann. Damit sind kubische Splines an den Rändern nicht stetig im Beschleunigungsverlauf. Um hier Abhilfe zu schaffen, können kubische Splines mit Randpolynomen 4. Ordnung erweitert werden (vgl. [Bon08, S. 72]).

Eine weitere Möglichkeit ist die Verwendung quintischer Splines, mit deren Hilfe die Randbedingungen ohne Zuhilfenahme besonderer Polynomabschnitte bis zur zweiten Ableitung erfüllt werden können (vgl. [Bec90; Bon08, S. 82]). Durch die um zwei höhere Potenz gegenüber kubischen Splines, ergeben sich pro Polynomabschnitt auch zwei weitere Randbedingungen, die eingehalten werden können. Für ein Segment das z. B. aus zwei Polynomabschnitten besteht, ergeben sich damit zwölf Randbedingungen. Für die beiden Bewegungsvorgaben am Anfang und am Ende des Segments entstehen jeweils drei Randbedingungen durch die Vorgabe der Position, Geschwindigkeit und Beschleunigung an dieser Stelle. Für jede Stützstelle kann pro Segment ebenfalls die Position und Geschwindigkeit vorgegeben werden. Durch die Bedingung, dass die Beschleunigung sowie der Ruck an einer Stützstelle stetig sind, ergeben sich zwei weitere Randbedingungen. Wie in [Bec90] gezeigt, ist die freie Vorgabe der Geschwindigkeit in den Stützstellen meist nicht praktikabel. Daher wird oftmals an dieser Stelle eine Vorinterpolation durch einen kubischen Spline durchgeführt. Mit Hilfe der Vorinterpolation kann eine sinnvolle Geschwindigkeit in den Stützstellen ermittelt werden (vgl. [Bec90; Bon08, S. 83–86]). Ein Beispiel für eine mit den zuvor genannten Vorgaben definierbare Übertragungsfunktion $s(t)$ ist in Abbildung 2-3 dargestellt. In diesem Beispiel sind fünf punktuelle Bewegungsvorgaben mit vier Segmenten verbunden. Die Randbedingungen können dabei Toleranzen in Richtung der Abtriebsgröße aufweisen. Zudem können die Segmente einen spezifischen Segmenttypen aufweisen (z. B. Linie) oder eine beliebige Verbindung darstellen. Die so definierten Anforderungen an das Getriebe können in nachfolgenden Schritten von der KI verarbeitet und zur Getriebesynthese verwendet werden.

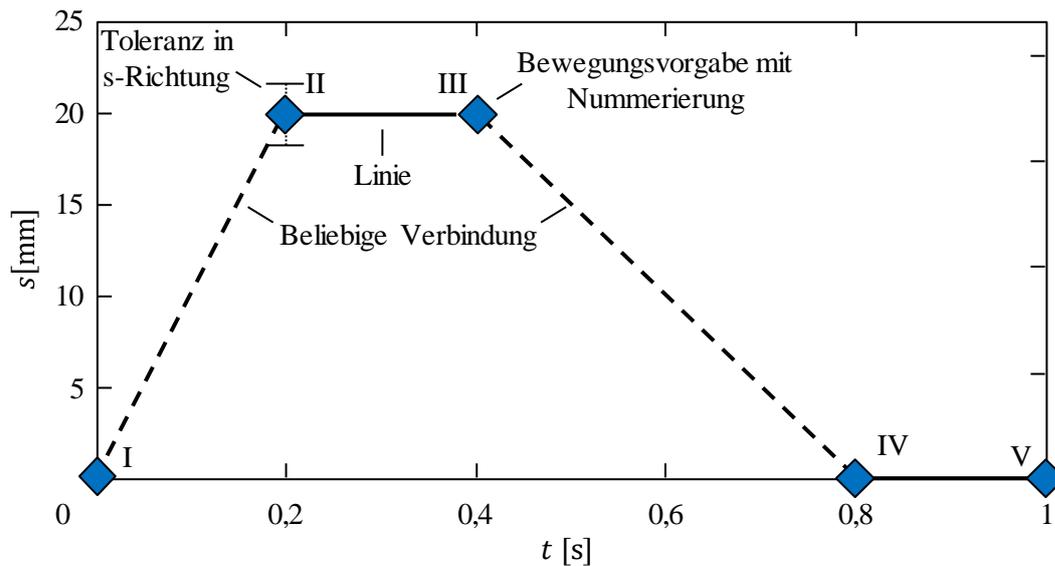


Abbildung 2-3: Beispiel einer definierbaren Übertragungsaufgabe

2.2 Definition von Führungsaufgaben

Genau wie die zuvor beschriebenen Übertragungsbewegungen sollen Führungsbewegungen uneingeschränkt nach den Wünschen des Konstrukteurs definiert werden können. Im ebenen Fall muss demnach die Möglichkeit bestehen, alle drei Freiheitsgrade in der Ebene vorzugeben. Bei der Definition von Führungsbewegungen können Synergien zur Bahnplanung ebener Bewegungseinrichtungen mit mindestens zwei Freiheitsgraden genutzt werden. BONSCH befasst sich in seiner Dissertation mit der Definition von Bahnplanungsaufgaben [Bon08, S. 39–95]. Dabei beschreibt er die geometrische Bahn mittels unterschiedlicher Segmente. Zudem definiert er den Weg-Zeit-Verlauf entlang der Führungsbahn, um die Bewegungsinformationen zu vervollständigen. BONSCH bezieht sich in seiner Arbeit auf einen fünfgliedrigen Mechanismus, bei dem keine Winkellagen des Abtriebsgliedes vorgegeben werden können. Daher beschränkt er sich lediglich auf die Definition von Punktführungsaufgaben und somit auf die beiden translatorischen Freiheitsgrade der Ebene.

Eine weitere Möglichkeit zur Definition von Bewegungsaufgaben kann [VDI2741] entnommen werden. Diese Richtlinie befasst sich mit der Synthese von Kurvengetrieben für Punkt- und Ebenenführung. Sie basiert unter anderem auf der Dissertation von SCHAEFFER [Sch99b] und den Ausarbeitungen von SCHÖNHERR [Sch96]. Kurvenführungsgetriebe können, analog zu ebenen Getrieben mit zwei oder mehr Freiheitsgraden, eine beliebige Punkt- oder Ebenenführung realisieren. Die Bewegung wird dabei durch entsprechende Kurvenkonturen festgelegt. Zur

Bahnplanung von Kurvenführungsgetrieben werden im Wesentlichen zwei verschiedene Werkzeuge empfohlen. Diese Werkzeuge sind die Bewegungsskizze und die Bewegungstabelle.

Abbildung 2-4 zeigt ein Beispiel für eine Bewegungsskizze. Bewegungsskizzen enthalten im Allgemeinen Angaben zu allen geometrischen und kinematischen Eigenschaften der Bewegungsbahn (vgl. [Sch99b, S. 91; Mat02, S. 25; VDI2741]). Dazu gehören unter anderem Informationen über Randwerte (Positionen und Winkellagen), Bahnsegmente sowie allgemeine Informationen wie Bauraumangaben und die Definition von Sperrzonen. Die Führungsbewegung der in Abbildung 2-4 dargestellten Bewegungsskizze besteht aus sechs Randwerten und zwei Bahnsegmenten. Darüber hinaus ist ein rechteckiger Sperrbereich definiert. Sperrbereiche sind Bereiche, die von keinem Getriebeelement durchfahren werden dürfen. Dies könnte beispielsweise der Fahrerraum bei einem Cabrio-Verdeck-Mechanismus sein.

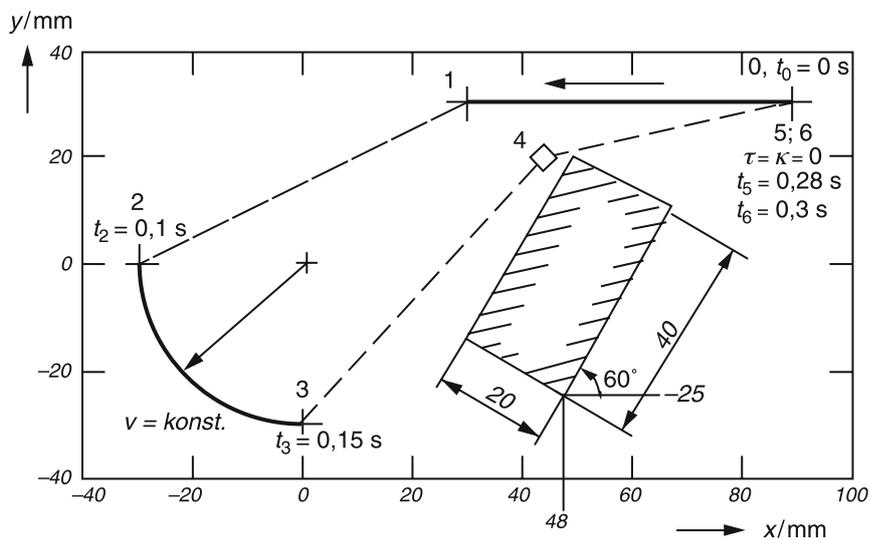


Abbildung 2-4: Beispiel einer Bewegungsskizze nach [VDI2741]

Die Bewegungstabelle hingegen enthält die vollständige quantitative Beschreibung der Bewegungsaufgabe. Sie bietet eine Ergänzung zu der Bewegungsskizze und dient als Grundlage für die numerische Berechnung. Tabelle 2.3 zeigt die Bewegungstabelle zu der in Abbildung 2-4 dargestellten Bewegungsskizze. Neben den in der Bewegungsskizze bereits enthaltenen Angaben zur Position der Randwerte und deren Verbindung, können hier auch weitere Informationen vorgegeben werden. Zu diesen Informationen gehört z. B. der Tangentenwinkel τ oder die Krümmung κ der Bewegungsbahn an dem jeweiligen Randwert. Zudem können Angaben zum Bewegungszustand entlang der Bahn getroffen werden. Dazu gehört zum einen die Geschwindigkeit und zum anderen die Normal- und Tangentialbeschleunigung an den jeweiligen Randwerten.

Tabelle 2.3: Beispiel einer Bewegungstabelle nach [VDI2741]

Geometrie der Bewegungsbahn						Ablauf Punktbewegung			
Nr. i	x [mm]	y [mm]	τ [°]	κ [1/mm]	Segment	t [s]	v [m/s]	a_n [m/s ²]	a_t [m/s ²]
0	90	30		(0)	LIN	0	0		0
1	30	30	(180)	(1/30)					
2	-30	0	(270)	1/30	POLY	0,1	(0,9425)		0
3	0	-30	(0)		CIRC1	0,15	(0,9425)		0
4	≈44	≈20			ISPL				
5	90	30	0	0	LIN	0,28	0		0
6	90	30				0,3	0		0

Die Unterteilung in Randwerte und Segmente ähneln bei Kurvenführungsgetrieben den Angaben, die BONSCH in seiner Bahnplanung verwendet. Eine solche Unterteilung ist demnach auch für das Vorhaben innerhalb dieser Dissertation sinnvoll. Eigenschaften, die ein Randwert bzw. ein Segment haben kann, werden in den folgenden Unterkapiteln beschrieben. Die Umsetzung der Definition von Führungsbewegungen sowie die entsprechende Klassenstruktur basiert auf [BA-And16].

2.2.1 Definition und Eigenschaften von Randwerten

Genau wie die Bewegungsvorgaben bei Übertragungsgetrieben sind die Randwerte bei Führungsgetrieben elementare Bestandteile einer Bewegungsaufgabe. Sie enthalten die wichtigsten Informationen zur Beschreibung einer Bewegung. Ein Randwert kann alle in Tabelle 2.4 genannten Eigenschaften aufweisen. Wichtig im Vergleich zu den Angaben in der Bewegungsskizze oder dem Bewegungsdiagramm ist, dass alle numerischen Angaben toleranzbehaftet sein können. Toleranzbehaftete Vorgaben haben das Ziel, unscharfe Aufgabenstellungen definieren zu können. Dass eine Berücksichtigung solcher Angaben durchaus sinnvoll ist, zeigt LIN in seiner Dissertation. Dies ist z. B. dann der Fall, wenn lediglich der Anfang und das Ende einer Bewegung exakt eingehalten werden sollen (vgl. [Lin99, S. 9]). Die exakte Erfüllung von Zwischenlagen ist meist nicht zwingend erforderlich. Dadurch können im Vergleich zu einer Bewegungsaufgabe bestehend aus ausschließlich exakten Angaben, andere und zum Teil passendere Getriebe-lösungen synthetisiert werden.

Tabelle 2.4: Eigenschaften eines Randwerts in der Definition von Führungsaufgaben

Name	Beschreibung
Name	Name eines Randwerts zur Benennung durch den Anwender
Nummer	Repräsentiert die Reihenfolge, in der die Randwerte durchlaufen werden
Position	Koordinate, an der sich der Schritt befindet. Besteht aus einem x-Wert und einem y-Wert
Tangentenwinkel	Winkel der Führungsbahn an der Position
Krümmung	Krümmung der Führungsbahn an der Position
Winkel	Winkellage des Abtriebsgliedes

2.2.2 Definition und Eigenschaften von Segmenten

Analog zu den Segmenten einer Übertragungsfunktion verbindet auch bei Führungsaufgaben ein Segment immer genau zwei Randwerte miteinander. Über die Eigenschaften der Randwerte kann, analog zu den Randbedingungen einer Übertragungsfunktion, Einfluss auf die Gestalt der Führungsbahn genommen werden. Dabei ist die Wahl des Segmenttyps für die Gestalt der Bahn ebenso ausschlaggebend wie die Eigenschaften der Randbedingungen. Eine Auswahl der in MechDev realisierten Segmenttypen für Führungsbewegungen ist in Tabelle 2.5 dargestellt.

Tabelle 2.5: Zusammenstellung der realisierten Segmenttypen für Führungsbewegungen

Segmenttyp	Beschreibung
Beliebige Verbindung	Keine spezifische Bewegungsvorgabe zwischen beiden Randwerten
Linie	Verbindung mit konstanter Steigung zwischen beiden Randwerten
Kreis	Teilkreis, der zwei Randwerte miteinander verbindet
Polynom dritten Grades	Polynomverbindung dritten Grades zwischen zwei Randwerten
Polynom fünften Grades	Polynomverbindung fünften Grades zwischen zwei Randwerten
Kubischer Spline	Splinefunktion dritten Grades – enthält mindestens eine Stützstelle.
Quintischer Spline	Splinefunktion fünften Grades – enthält mindestens eine Stützstelle.

Innerhalb der Führungsaufgaben können die Segmente nicht nach denselben expliziten Formeln berechnet werden wie die Segmente der Übertragungsaufgaben. Unter anderem zeigt BONSCH, dass für die Formulierung von Führungsbewegungen vor allem eine parametrisierte Darstellung notwendig ist (vgl. [VDI2741; Bon08, S. 39]).

Im Gegensatz zu den expliziten Formeln einer Führungsbahn ($y = f(x)$) berechnet sich die parametrisierte Form der Führungsbahn \mathbf{r} nach Gleichung (2.5):

$$\mathbf{r}(u) = \begin{bmatrix} x(u) \\ y(u) \end{bmatrix} \quad (2.5)$$

Der Parameter u beschreibt dabei einen Parameter, der entlang der Führungsbahn definiert ist. Er hängt mit der Bogenlänge b der Führungsbahn über Gleichung (2.6) zusammen.

$$b(u) = \int_{u_0}^u \left| \frac{d\mathbf{r}(u)}{du} \right| du = \int_{u_0}^u \sqrt{\left(\frac{dx(u)}{du} \right)^2 + \left(\frac{dy(u)}{du} \right)^2} du \quad (2.6)$$

Wird die Führungsbahn parametrisiert, dann müssen auch ihre Randbedingungen parametrisiert werden. Für den Fall, dass der Parameter u der Bogenlänge b entspricht, ergeben sich die Randbedingungen nach den Gleichungen (2.7) und (2.8) (vgl. [Bra02; VDI2741; Bon08, S. 40; Vuj08, S. 57–58]). Dabei ist τ der Tangentenwinkel und κ die Krümmung im betrachteten Punkt der Führungsbahn. Die Parametrisierung ist in Abbildung 2-5 veranschaulicht.

$$x'(u) = \frac{dx}{du} = \cos(\tau), \quad y'(u) = \frac{dy}{du} = \sin(\tau), \quad (2.7)$$

$$x''(u) = \frac{d^2x}{du^2} = -\kappa \cdot \sin(\tau), \quad y''(u) = \frac{d^2y}{du^2} = \kappa \cdot \cos(\tau), \quad (2.8)$$

Damit der Parameter u in etwa der Bogenlänge b der Führungsbahn entspricht und somit die Gleichungen (2.7) und (2.8) näherungsweise gelten, muss die Berechnung der Bahnsegmente solange iterativ durchlaufen werden, bis die Differenz beider Größen unterhalb einer zuvor definierten Schranke fällt.

Die iterative Berechnung wird im Folgenden anhand des Beispiels eines Polynoms dritten Grades erläutert. In expliziter Form sind für die Berechnung eines Polynoms dritten Grades genau vier Randbedingungen notwendig. Als Randbedingungen können beispielsweise die Position und die erste Ableitung am Start und am Ende des Segments verwendet werden.

In parametrisierter Form müssen für ein Polynom dritten Grades acht Randbedingungen vorgegeben werden. Zu diesen acht Randbedingungen zählen die Position \mathbf{r} und deren Ableitung \mathbf{r}' am Start und am Ende des Segments.

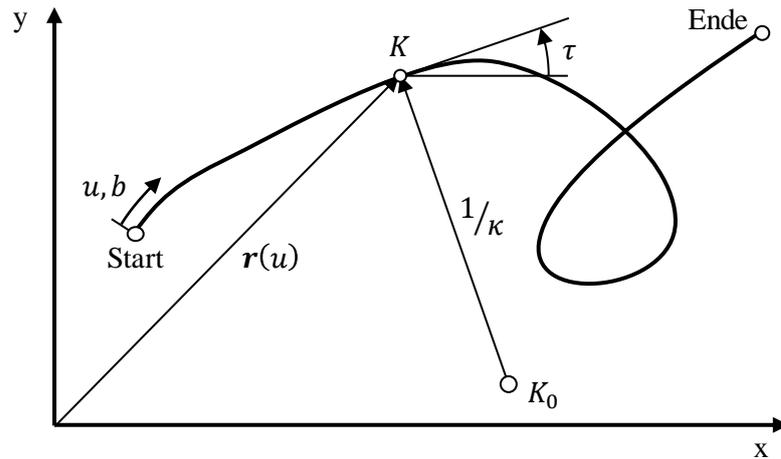


Abbildung 2-5: Darstellung der Parametrisierung einer Führungsbahn

Die Position \mathbf{r} sowie deren Ableitung \mathbf{r}' ergeben sich nach Gleichung (2.9) und (2.10).

$$\mathbf{r} = \begin{bmatrix} x(u) \\ y(u) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{0,x} + a_{1,x} \cdot u + a_{2,x} \cdot u^2 + a_{3,x} \cdot u^3 \\ a_{0,y} + a_{1,y} \cdot u + a_{2,y} \cdot u^2 + a_{3,y} \cdot u^3 \end{bmatrix} \quad (2.9)$$

$$\mathbf{r}' = \frac{d\mathbf{r}}{du} = \begin{bmatrix} x'(u) \\ y'(u) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{1,x} + 2a_{2,x} \cdot u + 3a_{3,x} \cdot u^2 \\ a_{1,y} + 2a_{2,y} \cdot u + 3a_{3,y} \cdot u^2 \end{bmatrix} \quad (2.10)$$

Mit diesen Zusammenhängen und den jeweils vier Randbedingungen am Anfang ($u = 0$) und am Ende ($u = u_{\text{Ende}} = u_E$) ergibt sich das lineare Gleichungssystem nach (2.11).

$$\begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & u_E & u_E^2 & u_E^3 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 2u_E & 3u_E^2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & u_E & u_E^2 & u_E^3 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 2u_E & 3u_E^2 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} a_{0,x} \\ a_{1,x} \\ a_{2,x} \\ a_{3,x} \\ a_{0,y} \\ a_{1,y} \\ a_{2,y} \\ a_{3,y} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x(u=0) \\ x'(u=0) \\ x(u=u_E) \\ x'(u=u_E) \\ y(u=0) \\ y'(u=0) \\ y(u=u_E) \\ y'(u=u_E) \end{pmatrix} \quad (2.11)$$

Um dieses Gleichungssystem lösen zu können, muss der Laufparameter u_E am Ende des Segments bekannt sein. Zugleich muss der Parameter u_E der Bogenlänge b des Segments entsprechen. Ansonsten gelten die Zusammenhänge nach (2.7) und (2.8) nicht. Zum Anfang der Iteration muss deswegen für u_E initial ein sinnvoller Wert angenommen werden – z. B. der euklidische Abstand vom Segmentanfang zum Segmentende. Mit dieser initialen Annahme kann das Gleichungssystem gelöst werden. Im Anschluss kann die Bogenlänge des Segments berechnet werden. Stimmt die Bogenlänge des Segments nicht hinreichend genau mit dem gewählten Initialwert von u_E überein, wird das lineare Gleichungssystem erneut gelöst. Dabei

wird für den Parameter u_E die zuletzt berechnete Bogenlänge b eingesetzt. Dies wird so lange wiederholt, bis die Differenz von u_E und der Bogenlänge b unterhalb einer zuvor definierten Schranke liegt.

Eine mit den innerhalb dieses Abschnittes beschriebenen Mitteln definierbare Führungsbewegung ist in Abbildung 2-6 dargestellt. Diese Bewegung besteht unter anderem aus Punkt- und Lagenvorgaben. Diese Angaben sind elementar für die Maßsynthese von Getrieben (s. Abschnitt 5.2). Teilweise ist es ausreichend, Punkte und Lagen zu approximieren. Es ist möglich für Punkte und Lagen Toleranzbereiche anzugeben. Toleranzen können in der Maßsynthese dazu verwendet werden, Getriebe hinsichtlich weiterer Kriterien zu optimieren (s. Abschnitt 5.3) bzw. andere Getriebestrukturen zuzulassen. Wenn einzelne komplexe Segmente exakt zu erfüllen sind, kann dies ausschließlich mittels Kurvenführungsgetrieben erfolgen (s. Abschnitt 5.2.1). Die detaillierte Verwendung der innerhalb einer Bewegung definierbaren Elemente wird in den Kapiteln zur Struktursynthese (Kapitel 4) bzw. Maßsynthese (Kapitel 5) beschrieben und zu einer Synthesestrategie vereinigt.

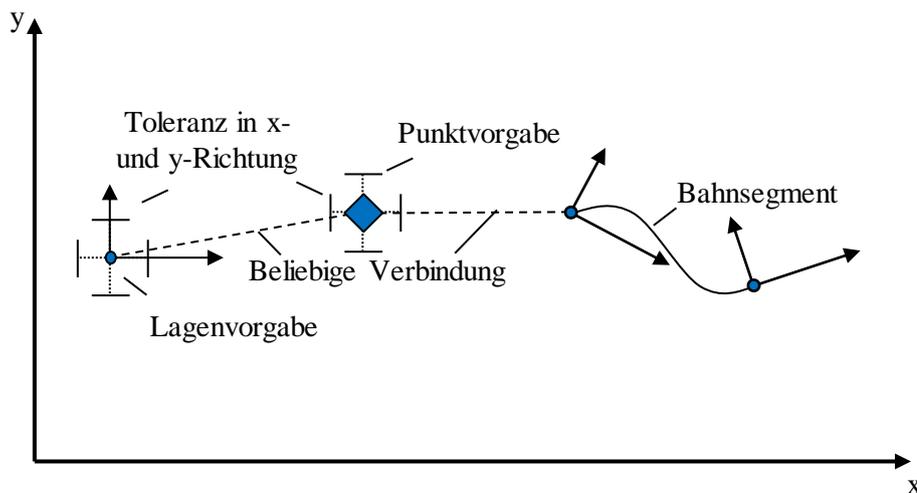


Abbildung 2-6: Beispiel einer Führungsbewegung

2.3 Zusammenfassung

Innerhalb dieses Kapitels wurde gezeigt, mit welchen Elementen eine allgemeine Formulierung der Synthesaufgabe für Übertragungs- und Führungsbewegungen möglich ist. Übertragungsaufgaben können – ähnlich zu der Synthese von Kurvengetrieben – Punkte einer Übertragungsfunktion sowie Segmente enthalten. Neben diesen Angaben ist zudem die Vorgabe von Geschwindigkeit und Beschleunigung des Abtriebes möglich. Es wurde anhand einzelner

Beispiele beschrieben, wie die Segmente mit Hilfe der Randbedingungen berechnet werden können. Neben der exakten Vorgabe von Punkten einer Übertragungsfunktion besteht die Möglichkeit, Angaben anzunähern. Zur Realisierung dieser Möglichkeit können Toleranzvorgaben definiert werden.

Die Definition von Führungsbewegungen ist angelehnt an die ebene Bahnplanung in der Robotik bzw. an die Vorgabe der Führungsbewegung von Kurvenführungsgetrieben. Genau wie bei der Vorgabe von Übertragungsfunktionen besteht die Möglichkeit, Punkte und Segmente zu definieren. Im Gegensatz zu der Definition der Segmente von Übertragungsfunktionen, müssen die Segmente in Führungsbewegungen jedoch parametrisiert werden. Neben Punktvorgaben können Führungsbewegungen auch Lagevorgaben enthalten. Diese enthalten zusätzlich zur Position noch Angaben über die Orientierung des Abtriebsgliedes. Im Gegensatz zu bisherigen Ansätzen in der Robotik müssen Punkt- und Lagenvorgaben nicht exakt erfüllt werden. Es besteht über die Definition von Toleranzbereichen die Möglichkeit, Abweichungen bewusst zuzulassen.

Die so definierten, allgemeinen Synthesaufgaben sollen von einer KI analysiert werden, um im Anschluss geeignete Getriebe zu synthetisieren. Daher muss im Folgenden ein KI-Modell ausgewählt werden, welches die Synthese anhand der genannten Vorgaben ermöglicht. Auf Basis dieses Modells müssen dann Vorgehen zur Struktur- und Maßsynthese entwickelt werden.

3 Methoden der künstlichen Intelligenz

Die Entwicklung von Getrieben zur Lösung der mit den Hilfsmitteln aus Kapitel 2 formulierten Synthesaufgaben erfordert umfangreiches Fachwissen. Um auch Anwender ohne solches Fachwissen in die Lage zu versetzen, anspruchsvolle Getriebe entwickeln zu können, wird eine künstliche Intelligenz entworfen, die über dieses Expertenwissen verfügt und den Konstrukteur damit von wesentlichen Entwurfstätigkeiten befreit. Der Entwurf einer geeigneten künstlichen Intelligenz ist dabei das wesentliche Ziel dieser Arbeit. Zur Realisierung einer intelligenten Komponente wird auf die in diesem Kapitel beschriebenen Grundlagen der künstlichen Intelligenz zurückgegriffen. Dabei muss für die komplexen Anforderungen ein geeignetes Modell zur Abbildung des Wissens entwickelt werden. Vorarbeiten zu diesem Thema lieferten [BA-Brü16; PA-BF17].

3.1 Grundlagen der künstlichen Intelligenz

Die Geburtsstunde der künstlichen Intelligenz lässt sich auf das Jahr 1956 zurückdatieren. Zu dieser Zeit etablierte MCCARTHY auf der historischen Dartmouth-Konferenz den Begriff der künstlichen Intelligenz (vgl. [McC04, S. 529; Ert09, S. 10; RND10, S. 17–18]). Dabei definierte er u. a. das Ziel der KI. Dieses besteht darin, Maschinen zu entwickeln, die sich so verhalten als verfügten sie über Intelligenz [Ert09, S. 1]. Zeitgleich stellten NEWELL und SIMON das erste funktionstüchtige KI-Programm vor – den Logic Theorist (vgl. [McC04, S. 529; Ert09, S. 7]). Seit diesem Jahr hat die künstliche Intelligenz Anwendung in den unterschiedlichsten Bereichen gefunden – sei es in Suchmaschinen, der Spracherkennung, im Automobilbereich oder in der Robotik (vgl. [LIB07, S. 1; Lun10, S. 4–5]).

Generell kann im Fachbereich der künstlichen Intelligenz zwischen symbolischen und numerischen Systemen unterschieden werden. Symbolisch arbeitende Systeme basieren auf Wissen, welches explizit in der KI vorliegt und somit auch nachvollzogen werden kann. Im Gegensatz dazu muss bei numerischen Systemen das Problem zur Lösung nicht explizit verstanden werden. [Hop12, S. 16–17]

Im Folgenden werden die grundlegenden Methoden zu beiden o.g. Ansätzen vorgestellt und deren Anwendung im Bereich des Maschinenbaus und insbesondere innerhalb der Getriebetechnik aufgezeigt.

3.1.1 Symbolische Systeme der künstlichen Intelligenz

In symbolischen Systemen (auch wissensbasierte Systeme genannt) wird das Wissen explizit integriert. Sie unterscheiden sich von herkömmlichen Systemen durch ihren speziellen Aufbau, der das Fachwissen klar von seiner Anwendung trennt (vgl. [Hop12, S. 3]). In einer Wissensbasis (engl. *Knowledge Base*) wird das Wissen zumeist in Form von Regeln gespeichert. Anhand dieser Regeln kann die KI durch Schlussfolgerungen einer Kontrollkomponente (engl. *Inference Engine*) auf unterschiedliche Problemstellungen reagieren. Neben diesen beiden elementaren Bestandteilen können solche Systeme auch weitere Elemente wie beispielsweise eine Erklärungskomponente aufweisen. Abbildung 3-1 zeigt die Komponenten eines symbolischen Systems und deren Zusammenhang.

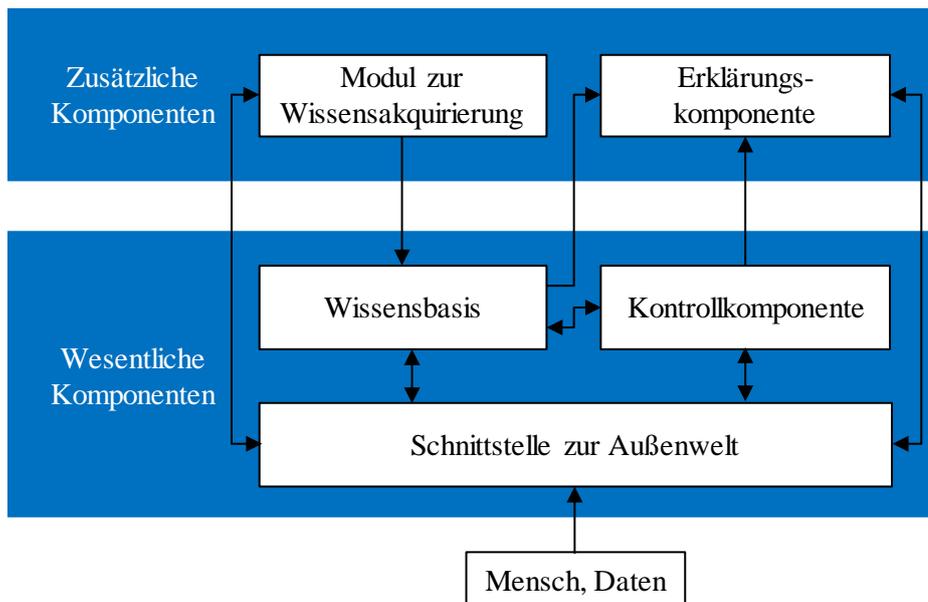


Abbildung 3-1: Aufbau eines symbolischen Systems nach [Hop12, S. 4]

Über die Schnittstelle zur Außenwelt kann das Problem durch den Menschen oder mittels gemessener Daten formuliert werden. Dieses Problem wird an die KI übergeben. In der Wissensbasis ist das für die Problemlösung erforderliche Fachwissen der betreffenden Domäne enthalten. Dabei wird das Wissen oftmals in Form von Produktionsregeln hinterlegt, die sich aus einer Prämisse (WENN) und einer Konklusion (DANN) zusammensetzen (vgl. [MAP02; McC04, S. 424; Neg05, S. 26]). Die Kontrollkomponente entscheidet, welche dieser Vielzahl

an Regeln berücksichtigt werden müssen, um das Problem zu lösen. Diese Entscheidung trifft die Komponente anhand vorhandener Fakten, die z. B. in Form von Daten vorliegen können. In der Erklärungskomponente wird die Herleitung des Ergebnisses festgehalten. Diese kann so dem Anwender in geeigneter Form bereitgestellt werden. Dieser hat dadurch die Möglichkeit, das Ergebnis zu validieren bzw. nachzuvollziehen. Eine weitere Komponente ist die Wissensakquirierung. Mit diesem Modul kann die Wissensbasis gefüllt bzw. erweitert werden, um die Intelligenz des Systems zu erhöhen. [Tri11]

Die zusätzlichen Komponenten werden zumeist innerhalb sogenannter Expertensystemen verwendet. Expertensysteme sind eine besondere Form symbolisch arbeitender Systeme, die das Ziel haben, spezielles Fachwissen anzuwenden. Damit soll sich die KI bzgl. der Problemlösungskompetenz analog zu einem Experten verhalten und kann sogar zu besseren Ergebnissen gelangen als der Experte selbst (vgl. [RND10, S. 468; Hop12, S. 12]).

3.1.2 Numerische Systeme der künstlichen Intelligenz

Im Gegensatz zu den symbolischen Systemen ist das Wissen in numerischen Systemen nicht explizit vorhanden. Es wird demnach nicht in Form von Regeln hinterlegt. Trotzdem können sich numerische Systeme intelligent verhalten. Das intelligente Verhalten äußert sich innerhalb dieses Teilgebietes darin, dass die KI die Fähigkeit zum Lernen besitzt oder sich an neue Situationen anpassen kann. Dazu gehören unter anderem die Teilgebiete der künstlichen neuronalen Netze, evolutionäre Algorithmen und die Schwarmintelligenz [Eng08, S. 4].

Im Allgemeinen finden Algorithmen basierend auf der Evolution oder Schwarmintelligenz eher zur Lösung von Optimierungsproblemen Anwendung (vgl. [Eng08, S. 289; Hop12, S. 159]). Durch ihr intelligentes Verhalten können sie sich an verschiedene Herausforderungen anpassen und führen dabei meistens zu guten Ergebnissen. Dabei werden Effekte bzw. Verhaltensweisen aus der Natur zum Vorbild genommen. Das intelligente Verhalten der Algorithmen führt dazu, dass diese in einem Atemzug mit künstlicher Intelligenz genannt werden.

Künstliche neuronale Netze (kurz KNN) haben ihren Ursprung ebenfalls in der Natur. Mit ihnen wird versucht, das menschliche Gehirn und damit auch das intelligente Verhalten von Menschen nachzubilden. Der Vorteil künstlicher neuronaler Netze ist, dass die logischen Zusammenhänge des Systems nicht unbedingt bekannt sein müssen. Genau wie das menschliche Gehirn bestehen KNN aus mehreren Neuronen die miteinander verbunden sind. Dabei können, je nach Typ des neuronalen Netzes, die Neuronen unterschiedlich miteinander

verbunden sein. Ein Neuron sowie eine mögliche Verkettung – die des vorwärts gerichteten neuronalen Netzes – ist in Abbildung 3-2 dargestellt.

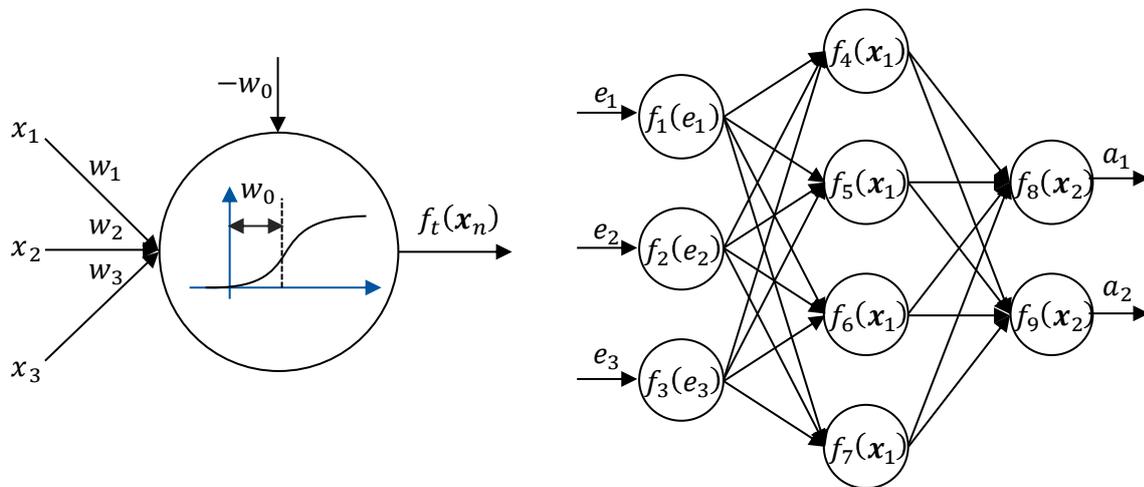


Abbildung 3-2: Aufbau eines Neurons (links) und eines vorwärts gerichteten neuronalen Netzes (rechts)

Wie zu erkennen ist, hat ein Neuron t mehrere Eingänge sowie einen Ausgang. Der Ausgang eines Neurons der Schicht n $f_t(x_n)$ berechnet sich auf Basis der Eingangssignale dieser Schicht x_n , der Gewichtung der entsprechenden Eingangssignale w_n und der Aktivierungsfunktion eines Knotens. Durch das Zusammenschalten mehrerer Schichten an Neuronen entsteht das neuronale Netz. Die Aktivierungsfunktion des Knotens in Abbildung 3-2 ist eine Sigmoidfunktion. Sie ist typisch für neuronale Netze (vgl. [Hop12, S. 186]). Mit der Funktion errechnet sich der Ausgang des Neurons t der Schicht n nach Gleichung (3.1).

$$f_t(x_n) = \frac{1}{1 + e^{-(\sum_i w_{n,i} \cdot x_{n,i} - w_{n,0})}} \quad (3.1)$$

Im Modell des Backpropagation-Algorithmus sind die einzelnen Gewichtungen w_i der Eingangssignale unbekannt und werden durch Anlernen des neuronalen Netzes ermittelt. Hierbei erhält das neuronale Netz einen definierten Eingang e und den daraus resultierenden Sollausgang a . Die einzelnen Gewichtungen der Kanten werden dann so bestimmt, dass aus dem Sollausgang e nach Möglichkeit der Sollausgang a resultiert. Nach dem Antrainieren des neuronalen Netzes sollte es fähig sein, aus einem beliebigen Eingang den gewünschten Ausgang zu ermitteln.

3.1.3 Anwendung künstlicher Intelligenz

Künstliche Intelligenz ist mittlerweile in vielen Anwendungsbereichen wiederzufinden. Sei es im Alltagsleben in Form von Sprachassistenten, Diagnosesoftware oder in der Ingenieurwissenschaft (vgl. [Boc09; Lun10; Sin14]). Gerade im Bereich des Maschinenbaus lassen sich verschiedene Anwendungen künstlicher Intelligenzen ausmachen. So existieren beispielsweise wissensbasierte Programme zur Unterstützung im Design und Optimierungsprozess von Flugzeugen [LaR11] oder wissensbasierte KIs zur 3D-CAD Modellierung [Lie04]. Aber auch abseits der wissensbasierten sprich symbolischen KIs sind intelligente Maschinen im Alltag integriert. Das auf einem neuronalen Netz basierende System ALVINN zielt darauf ab, ein Fahrzeug autonom zu steuern [Mau15, S. 471].

In der Getriebetechnik wurden ebenfalls eine Reihe von Arbeiten durchgeführt, um den komplexen Entwurfsprozess mittels künstlicher Intelligenz zu unterstützen. GÜNZEL beschreibt beispielsweise in [Gün94a; Gün94b] ein Expertensystem zur Unterstützung des Konstrukteurs während der gesamten Getriebesynthese. Das in der vorliegenden Dissertation geplante Vorgehen unterscheidet sich von o.g. Arbeiten unter anderem hinsichtlich der Angaben, mit denen ein Getriebe synthetisiert werden kann. So ist beispielsweise in dem Ansatz von GÜNZEL keine Bewegungsaufgaben nach Kapitel 2 formulierbar. Vielmehr kann angegeben werden, wie die Koppelkurve auszusehen hat, z. B. ob sie Wendepunkte, Symmetrien, Geradföhrungen oder eine Spitze aufweist [Gün94a, S. 47–48]. Anhand dieser Eingangsdaten wird dann eine Getriebestruktur aus einer Datenbank entnommen, welche die spezifizierten Anforderungen aufweisen kann. Durch weitere Eingaben während der Maßsynthese sowie einer anschließenden Optimierung kann ein Getriebe synthetisiert werden, welches die zuvor spezifizierten Anforderungen erfüllt. Abgesehen davon, dass GÜNZEL keine Übertragungsgetriebe und Kurvengelenke berücksichtigt, bietet die von ihm realisierte Benutzerschnittstelle nicht die für den unerfahrenen Benutzer vorgesehenen Möglichkeiten der Aufgabenformulierung.

Nicht nur GÜNZEL setzt für die Getriebesynthese auf Expertensysteme. MÜLLER entwickelte beispielsweise in [Mül97] ein Expertensystem zur Auswahl von Greifern. Ausgehend von einer Greifaufgabe können dem Anwender demnach verschiedene Greifer aus einer Datenbank vorgeschlagen werden. Des Weiteren wurde in [RRE91] eine wissensbasierte KI vorgestellt, die den Konstrukteur bei der Synthese von Rastgetrieben unterstützt. Diese KI richtet sich jedoch an Benutzer, die ausreichend Erfahrung mit der Synthese von Rastgetrieben besitzen.

Neben symbolisch arbeitenden KIs werden auch vermehrt numerische KIs in Form von künstlichen neuronalen Netzen eingesetzt. Solche Systeme werden dann vor allem für die Maßsynthese von einfachen, viergliedrigen Getrieben verwendet (z. B. [XC07; KUA15; MLI19]). Innerhalb der genannten Ansätze können Getriebe synthetisiert werden, welche zuvor definierte, geschlossene Koppelkurven annähern. Dazu wird die Koppelkurve zuerst als Fourier-Reihe beschrieben. Eine endliche Approximation der Reihe ist dann der Eingang in das künstliche neuronale Netz. Der Ausgang ist ein viergliedriges Getriebe mit vier Drehgelenken, welches die Bewegungsaufgabe hinreichend gut erfüllt. Um das neuronale Netz anzulernen, wurden in [XC07] 10.000 Getriebe mit zufälligen Abmessungen erzeugt, und deren Koppelkurven analysiert. [KUA15] verwendete 5.000 Getriebe um das neuronale Netz anzulernen.

Die tiefgehende Beschäftigung hinsichtlich künstlicher Intelligenzen im Bereich Getriebetechnik spiegelt den anspruchsvollen Entwurfsprozess wider. Dennoch ist die Anwendung der künstlichen Intelligenz in den bestehenden Programmen meist auf einen engen Anwendungskontext beschränkt oder erfordert zur Bedienung weiterhin Expertenwissen. Daher soll im folgenden Abschnitt eine neue KI-Lösung konzipiert werden.

3.2 Konzeptionierung einer künstlichen Intelligenz

Die innerhalb dieses Abschnittes zu konzipierende KI soll anhand einer Synthesaufgabe autonom die Schritte der Getriebesynthese durchführen. Eine Synthesaufgabe soll dabei die in Kapitel 2 definierten Elemente beinhalten können. Ausgabe der KI sind Getriebe, die sich in Struktur und Abmessungen unterscheiden und die Bewegungsaufgabe bestmöglich erfüllen. Zur Realisierung muss zuerst eines der in Abschnitt 3.1 genannten KI-Systeme ausgewählt werden. Zur Auswahl stehen dabei symbolische Systeme wie beispielsweise Expertensysteme bzw. numerische Systeme wie z. B. künstliche neuronale Netze. Anschließend wird auf Basis des ausgewählten KI-Systems und des Getriebesyntheseprozesses ein Konzept erstellt, welches vielversprechend für das geplante Vorhaben ist. Die Auswahl sowie das Design der künstlichen Intelligenz sind Inhalt der folgenden Abschnitte.

3.2.1 Auswahl eines Systems der künstlichen Intelligenz

Schon bevor der Begriff der künstlichen Intelligenz in der Fachwelt etabliert wurde, definierte TURING in [Tur50] die Anforderungen an eine intelligente Maschine. Unter dem Namen „Imitation Game“ (bis heute auch als TURING-Test bekannt) bestimmt er eine Prüfung, mit der

festgestellt werden kann, ob eine Maschine intelligent ist. In diesem Test müssen Probanden feststellen, ob sie mit einem anderen Menschen oder einer intelligenten Maschine (einem sog. Chatterbot) kommunizieren. Wenn in mindestens 30 % der Fälle die Probanden getäuscht werden können, kann von einer intelligenten Maschine gesprochen werden [Ert09, S. 4]. Laut TURING und seinem Test muss eine intelligente Maschine demnach eine kognitive Aufgabe analog zum Menschen lösen, um als intelligent zu gelten. Übertragen auf den Getriebeentwurf ist demnach ein Programm in der Getriebetechnik genau dann intelligent, wenn es die gleichen oder ähnlichen Ergebnisse liefert wie ein Experte auf dem Gebiet der Getriebetechnik.

Eine Klasse der künstlichen Intelligenz, welche genau dieses Ziel verfolgt, ist das wissensbasierte Expertensystem. Die hohe Anzahl an Expertensystemen in diesem Teilgebiet des Maschinenbaus zeigt, dass die Verwendung von Expertensystemen in verschiedenen Aspekten der Getriebetechnik vielversprechend ist.

Ein Kriterium für die Eignung von Expertensystemen für die Getriebesynthese beschreibt POWER in [Pow02, S. 146]. Demnach sind Expertensysteme dann für die Lösung eines Problems geeignet, wenn das Problem den hypothetischen Telefongespräch besteht. Dieser Telefongespräch beinhaltet, dass das Problem von einem Experten via Telefongespräch mit dem Anwender gelöst werden kann. Dazu muss zum einen das Problem durch den Anwender verbal formuliert werden können. Zum anderen muss es dem Experten möglich sein, das Problem ohne weitere externe Informationen zu lösen. Die Formulierung des Problems wurde bereits in Kapitel 2 behandelt. Mit der dort beschriebenen Schnittstelle sind alle Angaben zur Synthese eines Getriebes beschrieben und verbal formulierbar. Daher scheint die Technologie eines Expertensystems auch nach POWER passend für das Vorhaben.

Künstliche neuronale Netze sind vor allem dann relevant, wenn die Eingangsparameter überaus komplexe, komplexe Sensordaten wie z. B. Kameras oder Mikrophone erfolgt [Mit97, S. 83]. Der Syntheseprozess ist jedoch ein isolierter Prozess, bei dem ein solches Störsignal nicht vorhanden ist. Dort kann lediglich eine Unschärfe bei der Formulierung der Synthesaufgabe durch den Anwender entstehen, falls beispielsweise Toleranzbereiche falsch abgeschätzt werden.

Ein Nachteil künstlicher neuronaler Netze ist, dass sie angelernet werden müssen. Dazu ist eine große Anzahl von Trainingsdaten notwendig. Alleine für eine viergliedrige Struktur bestehend aus vier Drehgelenken musste in [XC07] ein Trainingssatz aus 10.000 Getrieben erstellt werden. Wenn für eine Vielzahl unterschiedlicher Getriebestrukturen Trainingssätze erstellt werden sollen, wächst die Komplexität auf ein kaum handhabbares Maß an. Zudem konnten in

bisherigen Arbeiten lediglich geschlossene Koppelkurven angenähert werden. Einen Ansatz, der eine mit den Hilfsmitteln aus Kapitel 2 beschriebene Synthesaufgabe über ein neuronales Netz löst, ist dem Autor nicht bekannt.

Aus den vorausgegangenen Ausführungen ergibt sich, dass ein Expertensystem als KI für den geplanten Getriebeentwurfsprozess die vielversprechendste Form darstellt. Zum einen ist die zu lösende Aufgabe für ein Expertensystem geeignet und zum anderen ist die Umsetzung mit einem numerischen System durch das riesige Set an Trainingsdaten kaum handhabbar. Zudem kann bei einem neuronalen Netz die Lösung des Problems nicht anhand einer Erklärungs-komponente nachvollzogen werden. Aus diesen Gründen wird im Folgenden die Klasse der Expertensysteme als künstliche Intelligenz für den Getriebeentwurfsprozess weiterverfolgt.

3.2.2 Design der künstlichen Intelligenz

Im vorhergehenden Abschnitt wurde begründet, warum ein Expertensystem für das geplante Vorhaben das geeignete KI-System ist. Innerhalb dieses Abschnittes soll die KI konzeptioniert werden, sodass sie den Getriebeentwurfsprozess ideal abbilden kann. Um das Erreichen zu können, muss zuerst der allgemeine Getriebeentwurfsprozess analysiert werden. Dieser Prozess ist in verschiedenen Quellen beschrieben (u. a. [Gün94a, S. 2; Bra96; Nie03, S. 11; Cho09, S. 28; Man15, S. 7]). Die Quellen beschreiben – mit kleinen Abweichungen – den Getriebeentwurfsprozess nach Abbildung 3-3. Dabei kann, ausgehend von einer technologischen Aufgabenstellung, eine Synthesaufgabe formuliert werden. Anhand dieser Synthesaufgabe erfolgt im Anschluss die Struktursynthese, die Maßsynthese sowie die Analyse und Optimierung des Getriebes. Innerhalb des Prozesses müssen ggf. ein oder mehrere Schritte iterativ durchlaufen werden. Dies ist beispielsweise dann der Fall, wenn das Ergebnis der Maßsynthese die Synthesaufgabe nicht erfüllen kann.

Diese iterativen Schritte erfordern ein hohes Maß an getriebetechnischem Wissen. Daher sind sie besonders geeignet, um von der KI autonom durchgeführt zu werden. Die so von der KI entwickelten Getriebe können dann von dem jeweiligen Konstrukteur ohne spezielles getriebetechnisches Wissen konstruiert werden. Die konstruktiven Ausführungen können je nach Produkt und Anwendungsfall stark voneinander abweichen. Aufgrund dieser Tatsache ist es zunächst nicht zwingend notwendig, die konstruktive Ausführung in die KI zu integrieren. Der Getriebeentwurfsprozess aus Abbildung 3-3 skizziert die Schnittstelle zwischen der KI und

dem Anwender. Eingang in die KI ist die vom Anwender formulierte Syntheseaufgabe. Anhand dieser Syntheseaufgabe erfolgen die nächsten Schritte des Getriebeentwurfsprozesses.

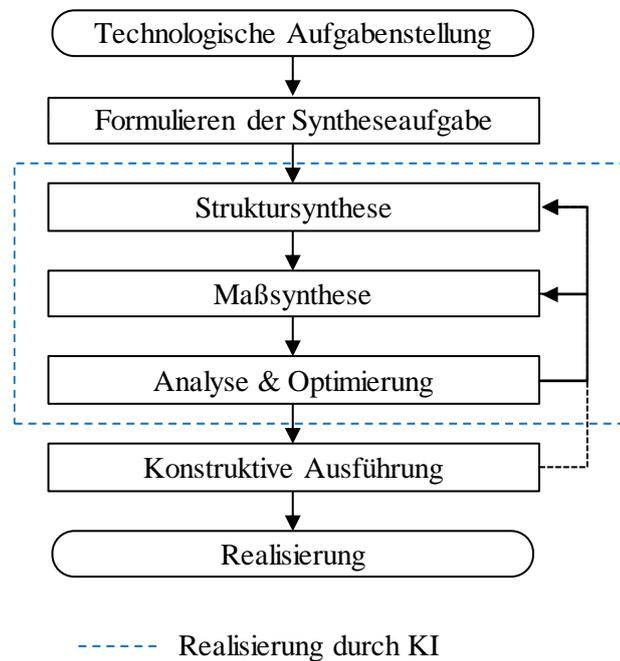


Abbildung 3-3: Getriebeentwurfsprozess und durch die KI zu realisierende Aufgaben

Zum einen müssen eine oder mehrere Getriebestrukturen ausgewählt werden, die für die Lösung der Syntheseaufgabe geeignet sind. Zum anderen müssen im Anschluss daran die ausgewählten Getriebestrukturen der Maßsynthese unterzogen und ggf. optimiert werden. In Abbildung 3-4 ist das dazu vorgesehene Vorgehen der KI skizziert. Zentrale Elemente dieses Vorgehens sind analog zum Getriebeentwurfsprozess die Struktursynthese sowie die Maßsynthese.

Um alle getriebetechnisch relevanten Strukturen in der Synthese zu berücksichtigen, müssen diese erzeugt und in einer Datenbank gespeichert werden. Aus dieser Datenbank werden dann anhand initialer Anforderungen passende Getriebestrukturen ermittelt. Zu diesen Anforderungen gehören unter anderem die maximale Anzahl der Getriebeglieder, erlaubte Gelenkarten sowie die Art des Getriebes (Übertragungs- oder Führungsetriebe). Anhand der Bewegungsaufgabe eines Getriebes (s. Kapitel 2) können dann mittels Regeln weitere Getriebestrukturen aussortiert werden. Übrig bleiben alle für die Syntheseaufgabe prinzipiell geeigneten Getriebestrukturen. Je nach Auswahl der initialen Anforderungen können trotz der Filterung und Anwendung der Regeln viele Getriebestrukturen für die Lösung der Syntheseaufgabe geeignet sein. Daher werden im Anschluss an die Filterung die Strukturen von

der KI bewertet und sortiert. Anhand der Bewertung ist es möglich, eine Vorauswahl für die Maßsynthese zu treffen. Das Vorgehen dazu wird in Kapitel 4 bzw. Kapitel 5 beschrieben.

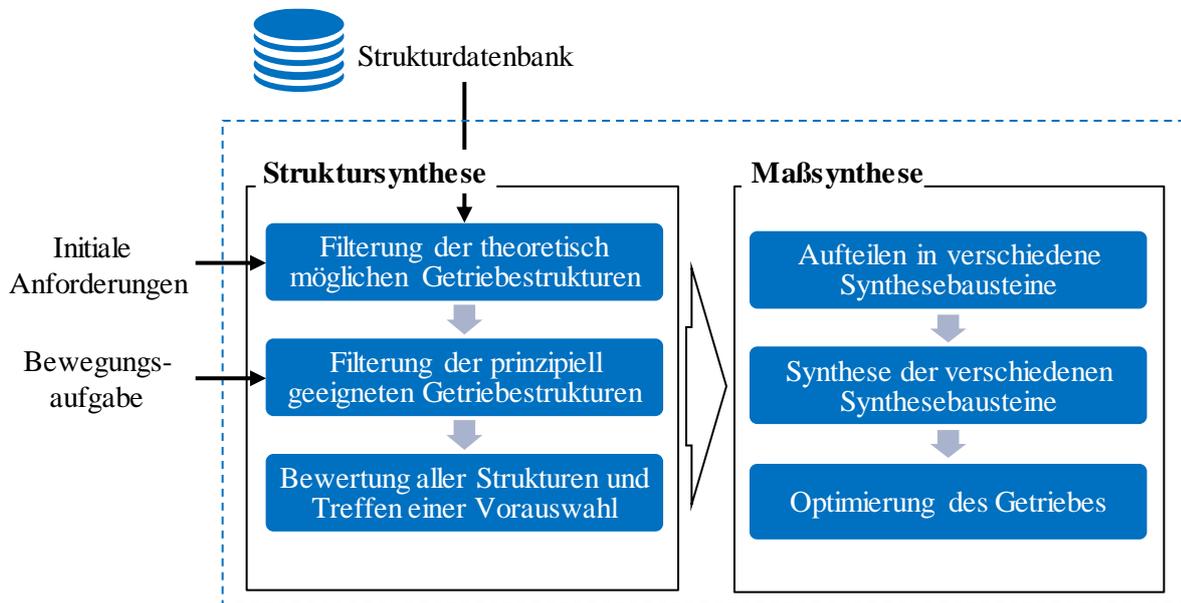


Abbildung 3-4: Schematisches Vorgehen der KI zur Synthese von Getrieben

Wurde eine intelligente Vorauswahl an Getriebestrukturen getroffen, können die Maße jeder dieser Strukturen ermittelt werden. Dabei ist es wichtig, dass die durch die KI durchgeführte Maßsynthese prinzipiell für alle Getriebestrukturen geeignet ist, die in der Strukturdatenbank enthalten sind. Dazu müssen zuerst die Getriebestrukturen von der KI in kleine, wiederkehrende Synthesebausteine aufgeteilt werden. Synthesebausteine sind ein zentrales Element des neuen Maßsynthesealgorithmus und werden in Kapitel 5 beschrieben. Je nach Getriebetyp und Bewegungsaufgabe werden die einzelnen Getriebe zusätzlich hinsichtlich unterschiedlicher Kriterien optimiert. Das detaillierte Vorgehen dazu ist ebenfalls in Kapitel 5 beschrieben.

Nachdem das schematische Vorgehen der KI auf den Getriebeentwurfsprozess angepasst wurde, muss die KI entworfen werden. Die Getriebesoftware MechDev, in welche die KI integriert werden soll, basiert auf Java und der Rich Client Plattform [MMH18]. BOCHNER zeigt in seiner Arbeit wie sich ein Expertensystem erfolgreich in eine solche Umgebung integrieren lässt. Er beschreibt in [Boc09, S. 27–36] ein auf Drools basierendes Expertensystem, welches für die Rich Client Plattform von Java geeignet ist [Red18].

Drools ist eine Open-Source Software, welche die in Abschnitt 3.1.1 beschriebene Architektur von regelbasierten Expertensystemen unterstützt. Sie bietet u. a. eine effiziente Kontrollkomponente, die entscheidet, in welcher Reihenfolge die Regeln abgearbeitet werden. Durch die Implementierung von Produktionsregeln (Wenn-Dann-Regeln) kann dann die Wissensbasis

gefüllt werden. Zudem ist es möglich, der Erklärungskomponente je nach Regel eine individuelle Erklärung hinzuzufügen. Diese Erklärung kann dem Anwender der KI im Anschluss an die Synthese bereitgestellt werden. Dadurch besitzt er die Möglichkeit, das Vorgehen der KI nachzuvollziehen und ggf. aus dem Vorgehen zu lernen oder seine Syntheseaufgabe zu überdenken.

Drools bietet zudem die Möglichkeit, die Regeln innerhalb eines sogenannten Regelflusses zu organisieren. Kann ein Problem in verschiedene Teilprobleme untergliedert werden, können meist auch die Regeln den verschiedenen Teilproblemen zugeordnet werden. Für den Prozess aus Abbildung 3-4 kann der Regelfluss nach [BA-Brü16, S. 29] verwendet werden.

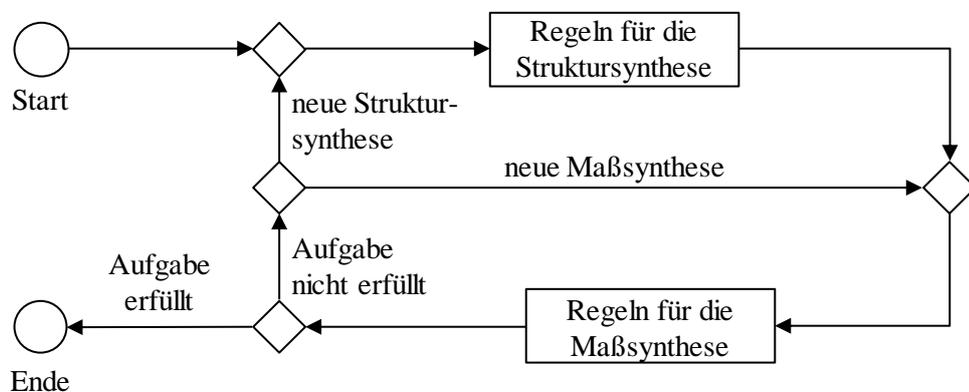


Abbildung 3-5: Regelfluss für den Getriebesyntheseprozess nach [BA-Brü16, S. 29]

Innerhalb dieses Regelflusses existieren zwei Regelblöcke – Regeln für die Struktursynthese und Regeln für die Maßsynthese. Innerhalb des Regelflusses sind ebenfalls die in Abbildung 3-3 beschriebenen Iterationen berücksichtigt. Die KI startet mit den Regeln für die Struktursynthese. Wurden anhand der Regeln Getriebestrukturen ausgewählt, werden auf diese Strukturen die Regeln für die Maßsynthese angewandt. Nach der Maßsynthese muss geprüft werden, ob die Aufgabe durch das synthetisierte Getriebe erfüllt wird. Ist dies der Fall, beendet die KI ihre Aktion. Andernfalls muss entschieden werden, ob die Regeln für die Maßsynthese neu angewendet werden können oder ob gänzlich neue Getriebestrukturen betrachtet werden müssen.

Nachdem das prinzipielle Vorgehen der KI festgelegt wurde, müssen die einzelnen Bestandteile nach Abbildung 3-4 entwickelt werden. Zu diesen Bestandteilen gehört die in Abbildung 3-4 dargestellte Strukturdatenbank. Aus dieser Strukturdatenbank entnimmt die KI anhand von Regeln die prinzipiell geeigneten Getriebestrukturen. Im Anschluss erfolgt die Anwendung der Maßsynthese. Dazu muss ein allgemeingültiger Maßsynthesalgorithmus für Getriebe mit

Dreh-, Schub- und Kurvengelenken entwickelt werden. Die Beschreibung der Strukturdatenbank und die damit verbundene Struktursynthese sind Inhalt von Kapitel 4. Der Algorithmus für die Analyse der Getriebestrukturen hinsichtlich der Eignung ist an das entwickelte Maßsyntheseverfahren gekoppelt. Die Analyse der Strukturen sowie die Maßsynthese sind Gegenstand von Kapitel 5.

3.3 Zusammenfassung

Ziel dieses Kapitels war die Auswahl eines KI-Systems sowie die Konzipierung der künstlichen Intelligenz für den Getriebeentwurfsprozess. Dazu wurden zuerst die grundlegenden Unterschiede künstlicher Intelligenzen zusammengefasst. Diese untergliedern sich in symbolische und numerische Systeme. Während in symbolischen Systemen das Wissen explizit meist in Form von Regeln definiert wurde, ist das Wissen in numerischen Systemen nicht explizit vorhanden. Diese Systeme werden beispielsweise mit großen Datensätzen angelernet. Anwendung in der Getriebetechnik finden beide Arten von Systemen. Für die Synthese unterschiedlicher Getriebestrukturen bieten die symbolischen Systeme einen Vorteil gegenüber den numerischen Systemen. Letztere müssten bereits für eine Getriebestruktur auf einen enormen Datensatz zum Anlernen zurückgreifen. Zudem erlauben diese Systeme nicht die Berücksichtigung der in Kapitel 2 definierten Synthesevorgaben, sondern beschränken sich in aktuellen Ansätzen auf die Annäherung geschlossener Koppelkurven. Außerdem wurde gezeigt, dass die vorliegende Aufgabenstellung die Voraussetzungen erfüllt, um durch ein Expertensystem gelöst zu werden. Aus diesen Gründen wurde das Expertensystem als geeignetes System künstlicher Intelligenz ausgewählt. In einem solchen System können Regeln zur Struktur- und Maßsynthese gleichermaßen integriert werden.

Neben der Auswahl des Systems künstlicher Intelligenz wurde die Verwendung dieses Systems zur Problemlösung konzipiert. Um den Getriebeentwurfsprozess abzubilden, werden einer Datenbank Strukturen entnommen und hinsichtlich ihrer Eignung zur Erfüllung der Synthesaufgabe analysiert. Ist eine Struktur geeignet, erfolgt die Maßsynthese dieser Struktur. Innerhalb dieser Maßsynthese wird die Struktur in einzelne, wiederkehrende Synthesebausteine unterteilt. Auf jeden dieser Bausteine wird ein individuelles Maßsyntheseverfahren angewendet. Führt die Anwendung des Verfahrens zu einem gewünschten Ergebnis, beendet die KI die Synthese. Andernfalls werden die Syntheseschritte iterativ durchlaufen. Die Erstellung der Datenbank sowie die Entwicklung der Maßsyntheseverfahren sind Bestandteil der nachfolgenden Kapitel.

4 Ansatz zur Struktursynthese

Zur Synthese von Getrieben greift die in Kapitel 3 konzipierte KI auf eine Strukturdatenbank zurück. Aus dieser Datenbank kann die KI sinnvolle Getriebestrukturen auswählen und im Anschluss einer Maßsynthese unterziehen. Dies setzt voraus, dass in einer solchen Datenbank auch alle sinnvollen Strukturen enthalten sind.

Nach HAGEDORN erfüllt ein Getriebe nur dann seinen technischen Zweck, wenn ein Zwanglauf nach der Definition von GRÜBLER vorhanden ist [HTR09, S. 15]. Dieser definiert in [Grü17, S. 27] den Zwanglauf für ebene Getriebe nach Gleichung (4.1).

$$h + 2g - 3n + 4 = 0 \quad (4.1)$$

GRÜBLER unterscheidet innerhalb dieser Gleichung zwischen der Anzahl der Getriebeglieder n , der Anzahl niederer Elementpaarungen g (beispielsweise Dreh- und Schubgelenke) und der Anzahl höherer Elementpaarungen h (beispielsweise Kurvengelenke). Aus dem Vergleich der Bedingung für den Zwanglauf nach GRÜBLER mit der Zwanglaufgleichung nach KERLE et al. in [KCH15, S. 26] folgt, dass ein Getriebe genau dann zwangläufig ist, wenn der Laufgrad F die Bedingung (4.2) erfüllt. Der Laufgrad ist abhängig von der Anzahl der Getriebeglieder n , der Anzahl der Gelenke g und der Summe der Gelenkfreiheitsgrade f_i .

$$F = 3(n - 1) - 3g + \sum_{i=1}^g f_i = 1 \quad (4.2)$$

Dabei müssen im ebenen Fall sowohl Gelenke mit einem Gelenkfreiheitsgrad ($f_i = 1$) als auch Gelenke mit zwei Gelenkfreiheitsgraden ($f_i = 2$) betrachtet werden.

Da durch die KI sowohl Übertragungsgetriebe als auch Führungsgetriebe synthetisiert werden sollen, muss festgelegt werden, worin sich diese beiden Getriebetypen unterscheiden. Bei der Synthese von Übertragungsgetrieben wird die Abtriebsbewegung in Bezug zur Antriebsbewegung definiert. Es wird in diesem Fall oftmals von der Übertragungsfunktion gesprochen. Für die Zweckerfüllung ist es sinnvoll, sowohl das Antriebs- als auch das Abtriebsglied im

Gestell zu lagern. Führungsgetriebe werden dagegen lediglich dadurch definiert, dass sich ein Abtriebsglied bezüglich des Gestells entlang einer gewünschten Bahn bewegt. Es ist demnach erforderlich, dass das Abtriebsglied nicht direkt im Gestell gelagert ist. Eine Definition eines Antriebsgliedes ist bei Führungsgetrieben nicht zwingend erforderlich, da laut [BV87, S. 20] die Einleitung der Bewegung meist an beliebiger Stelle erfolgen kann. Die zuvor genannten Eigenschaften sind in Tabelle 4.1 zusammengefasst.

Tabelle 4.1: Eigenschaften der Getriebestrukturen in der Getriebedatenbank

Eigenschaften	
Allgemeine Eigenschaften	Das Getriebe hat den Laufgrad $F = 1$ und setzt sich aus Gelenken mit einem und zwei Gelenkfreiheitsgraden zusammen
Übertragungsgetriebe	Antriebs- und Abtriebsglied sind im Gestell gelagert
Führungsgetriebe	Das Abtriebsglied ist nicht im Gestell gelagert

Im Folgenden wird auf Basis des in Abschnitt 4.1 beschriebenen Stands der Technik in Abschnitt 4.2 der gewählte Ansatz zur Entwicklung einer Getriebedatenbank beschrieben. Dazu wird ein allgemeingültiger Algorithmus aufgezeigt, mit dem Getriebestrukturen mit einer beliebigen Gliederzahl erzeugt werden können. In der Datenbank werden dann Getriebe mit einer maximalen Gliederzahl von acht Getriebegliedern und den in Tabelle 4.1 genannten Eigenschaften abgelegt.

4.1 Aktuelle Ansätze zur Struktursynthese

Innerhalb dieses Abschnittes wird dargestellt, mit welchen Ansätzen im Bereich der Struktursynthese unterschiedliche Getriebestrukturen synthetisiert werden können. DING fasst in [Din16, S. 2–4] den diesbezüglichen Stand der Technik zusammen. Dabei legt er einen speziellen Fokus auf Algorithmen, die auf Assurgruppen sowie auf der Graphentheorie basieren. Aufgrund ihrer Bedeutung und Relevanz in der aktuellen Forschung soll auch in der vorliegenden Arbeit das Prinzip und Potential beider Ansätze betrachtet werden. Im Anschluss daran werden die Defizite aktueller Ansätze aufgezeigt. Auf dieser Grundlage wird dann begründet, warum für die vorliegende Arbeit ein neues Vorgehen zur systematischen Synthese von Getriebestrukturen entwickelt wurde.

4.1.1 Assurgruppenbasierte Ansätze

Assurgruppen sind nach dem russischen Wissenschaftler ASSUR benannt. Sie sind kinematische Ketten, deren Laufgrad nach Gleichung (4.2) $F = 0$ ist, sobald die freien Gelenke der Gruppe mit dem Gestell verbunden werden (vgl. [KK13]). ASSUR nutzte die Gruppen hauptsächlich für die kinematische Analyse von Getrieben (vgl. [Sha10; SGZ16]). Durch das Hinzufügen von Assurgruppen zu einer initialen kinematischen Kette ändert sich der Freiheitsgrad dieser Kette nicht. Diese besondere Eigenschaft kann dazu genutzt werden, um kinematische Ketten durch systematische Erweiterung zu generieren (vgl. [Mru03; HS16b]). So können beispielsweise sechsgliedrige Getriebe nach Abbildung 4-1 aus einer umlaufenden Kurbel mit dem Freiheitsgrad $F = 1$ entwickelt werden.

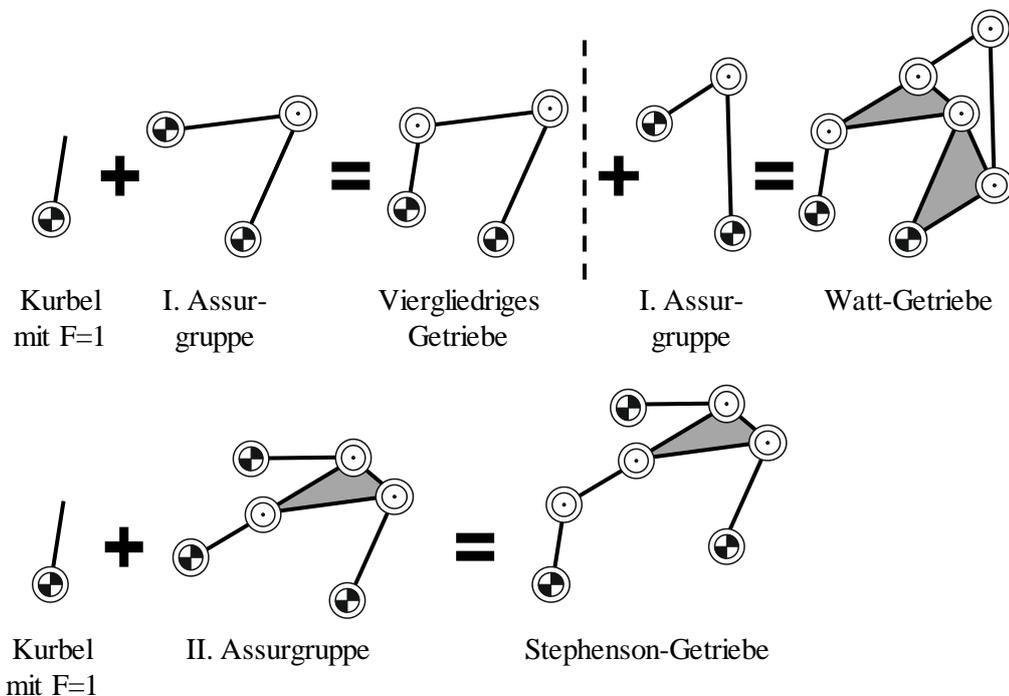


Abbildung 4-1: Entwicklung sechsgliedriger Getriebe mittels Assurgruppen

Durch die dargestellte systematische Erweiterung kann jedoch nicht ausgeschlossen werden, dass auf mehreren Wegen kinematisch gleiche Getriebe synthetisiert werden. So kann das in Abbildung 4-1 dargestellte Stephenson-Getriebe auch durch die Erweiterung des viergliedrigen Getriebes zwischen Koppel und Gestell um die I. Assurgruppe entstehen. Die beiden resultierenden Getriebe weisen die gleiche Struktur auf und sind somit isomorph zueinander. Isomorphe Getriebe müssen während der Synthese erkannt und aussortiert werden. Andernfalls würde die KI versuchen, strukturell gleiche Getriebe mehrmals zu synthetisieren.

Die schrittweise Erweiterung durch Assurgruppen ähnelt dem Vorgehen von MANOLESCU (vgl. [Man68; Man73; Man79]). Er beschreibt die Erweiterung eines Getriebes um Baranov Fachwerke (engl. *Baranov trusses* benannt nach dem russischen Wissenschaftler BARANOV). Diese Fachwerke sind Assurgruppen, deren freie Gelenke nicht mit dem Gestell verbunden wurden [HS16a]. Um mit den Assurgruppen oder Baranov Fachwerken alle gewünschten Getriebe synthetisieren zu können, wurde ein Algorithmus entwickelt, der ausnahmslos alle Gruppen bzw. Fachwerke generiert. Ansätze zu solchen Algorithmen sind beispielsweise in [Man79; RT12; HS16a] beschrieben. Die Gruppen bzw. Fachwerke müssen, wie in [Sha10; KK13; HS16b] beschrieben, ohne das Auftreten von isomorphen Strukturen zu Getrieben kombiniert werden.

4.1.2 Graphenbasierte Ansätze

Die Graphentheorie ist ein Teilgebiet der Mathematik. Unter einem Graphen versteht man eine abstrakte Struktur, die aus einer endlichen Menge von Kanten und Knoten besteht. Eine Kante verbindet dabei jeweils genau zwei Knoten miteinander [Aig15, S. 4]. Ihren Ursprung hat die Graphentheorie in der im Jahr 1736 erschienenen graphentheoretischen Arbeit zur Lösung des Königsberger Brückenproblems [Aig15, S. 33]. EULER beantwortet in seiner Abhandlung [Eul36] die Frage nach der Möglichkeit, einen Weg zu finden, bei dem alle Brücken der Stadt Königsberg (heute Kaliningrad) nur einmal überquert werden. Zunutze machte er sich dabei eine abstrakte Betrachtungsweise, die der heutigen Graphentheorie sehr ähnlich ist [BLW76, S. 8–9].

In der Getriebetechnik sind graphentheoretische Ansätze ebenfalls weit verbreitet. Dabei wird das Getriebe meistens so in einen Graphen überführt, dass die Gelenke des Getriebes durch Kanten und die Glieder des Getriebes durch Knoten repräsentiert werden (vgl. [DF67; FF90]). Die Überführung eines Getriebes in einen Graphen ist in Abbildung 4-2 dargestellt. Die so erstellten Graphen können z. B. zur Ermittlung der Relativpole genutzt werden (vgl. [Ode63]). Des Weiteren wird durch diese Transformation die topologische Analyse von Getrieben ermöglicht (vgl. [KKH97; Man15, S. 65–71; Mül15]). Auf die Verwendung der Graphentheorie in der Struktursynthese soll im Folgenden detailliert eingegangen werden. In der Struktursynthese kann die Graphentheorie dazu verwendet werden, eine Menge an Getriebestrukturen zu entwickeln, die spezifische Eigenschaften aufweist. Dabei werden zunächst systematisch verschiedene Graphen erstellt. Auf Basis dieser Graphen können dann Getriebestrukturen mit den gewünschten Eigenschaften abgeleitet werden. Beispiele dazu sind u. a. in [TL93; SSC00; BH05; SCM09] zu finden.

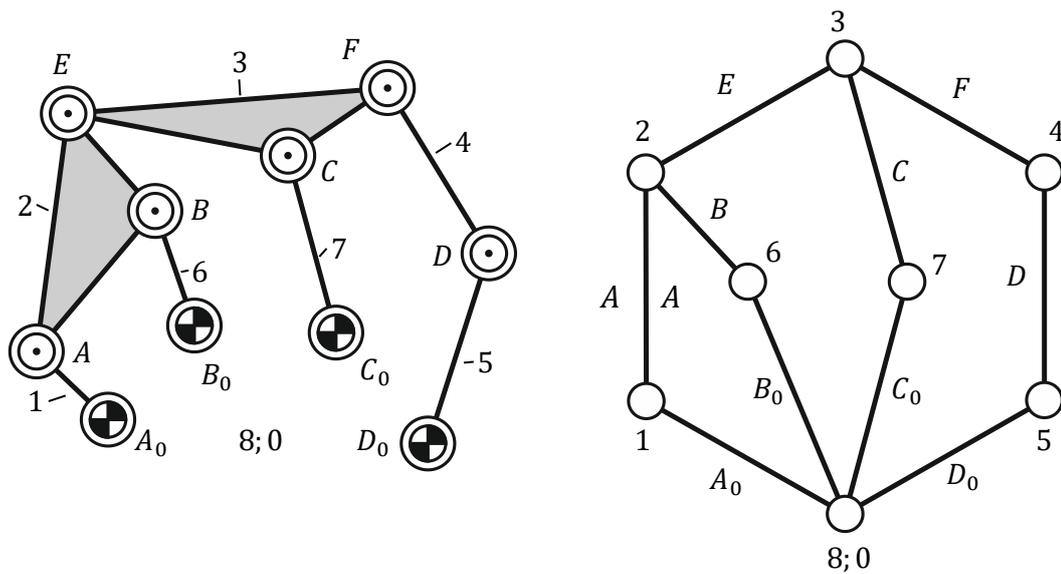


Abbildung 4-2: Überführung eines Getriebes (links) in einen Graphen (rechts)

Darüber hinaus hat sich TSAI in seinen Arbeiten ebenfalls die Graphentheorie zunutze gemacht, um Getriebestrukturen zu synthetisieren. Diese Getriebestrukturen weisen für die im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Datenbank einige nützliche Eigenschaften auf. So können mit der Methode von TSAI Strukturen synthetisiert werden, die Gelenke mit einem Freiheitsgrad (Dreh- und Schubgelenke) als auch Gelenke mit zwei Freiheitsgraden (Räder- und Kurvengelenke) enthalten. Für die Synthese räumlicher Strukturen sind sogar Gelenke mit drei Freiheitsgraden möglich. Schließlich kann wahlweise ein Getriebeglied als Gestell definiert werden. [Tsa01, S. 112–151]

PUCHETAS Vorgehen basiert auf dem Vorgehen von TSAI. So generiert er in ähnlicher Weise die Graphen und entwickelt daraus die entsprechenden kinematischen Ketten. Dabei verzichtet er jedoch auf die Berücksichtigung von Gelenken mit mehreren Freiheitsgraden. Dafür unterscheidet er zwischen unterschiedlichen Eigenschaften der Getriebeglieder. Ein Glied kann demnach gestellfest, starr oder elastisch sein. [PC05; PC07a; PC07b; Puc08, S. 17–53]

Auch DING generiert nach ähnlichem Vorgehen unterschiedliche Graphen und entwickelt daraus Getriebestrukturen. Dabei beschränkt er sich nicht auf Strukturen mit einem Laufgrad von $F = 1$ sondern entwickelt Kinematiken mit beliebigem Laufgrad F . Diese bestehen aus Dreh- und Schubgelenken mit einem Gelenkfreiheitsgrad. Neben dem Laufgrad F unterscheidet sich das Vorgehen nach DING von den zuvor genannten Arbeiten unter anderem in der Vorgehensweise zur Detektion von starren Untergruppen und Isomorphie. Auf beide Vorgehen wird im späteren Verlauf der Arbeit genauer eingegangen. [DHM08; DHK12; DYH13; Din16]

4.1.3 Bewertung der aktuellen Ansätze

Mit den in Kapitel 4.1.1 und 4.1.2 erwähnten Algorithmen wurde bislang noch keine Datenbank entwickelt, welche Getriebe mit allen in Tabelle 4.1 definierten Eigenschaften enthält. In den existierenden Ansätzen fehlt vor allem auch die Definition von Antriebs- und Abtriebsgliedern während der Struktursynthese. Dafür ist das Vorgehen nach TSAI bereits für verschiedene Gelenkfreiheitsgrade gültig. PUCHETA berücksichtigt zwar unterschiedliche Gliedtypen, jedoch nicht Gelenke mit zwei Freiheitsgraden. Das von DING beschriebene Vorgehen ist zwar hinsichtlich der Detektion von starren Unterstrukturen und Isomorphie fortschrittlich (vgl. [DHK12]), deckt jedoch nicht die verschiedenen Glied- und Gelenktypen ab.

Mittels der auf Assurgruppen basierenden Verfahren kann durch Kombination einzelner Gruppen eine neue Getriebestruktur entstehen. Für die automatisierte Detektion von Isomorphie oder starren Unterstrukturen wird auf die Graphentheorie zurückgegriffen. Beispiele hierfür liefern unter anderem [Man73; Mru03; HS16b; HS16a]. Daher bietet die Vorgehensweise der Kombination von Assurgruppen keine ersichtlichen Vorteile für das geplante Vorhaben. Zudem wird in keiner der untersuchten Quellen zwischen den Glied- bzw. Gelenktypen einer Getriebestruktur unterschieden.

Einzelne Ansätze wie die von SCHÖNHERR [Sch96] und MATTHES [Mat02] zu Kurvenkoppelgetrieben berücksichtigen zwar Strukturen mit Kurvengelenken und Gelenke mit einem Gelenkfreiheitsgrad, beziehen sich jedoch nur auf Führungsgetriebe. Des Weiteren beschränken sich die Untersuchungen hinsichtlich der Variationen von Gestell und Abtriebsglied auf solche Getriebestrukturen, die aus vier- und sechsgliedrigen Getrieben abgeleitet wurden. Bei Getriebestrukturen, welche aus achtgliedrigen Strukturen entwickelt wurden, entfällt diese Variation.

Nach Abwägung der Vor- und Nachteile wurden die auf der Graphentheorie basierenden Ansätze als geeignete Grundlage für das geplante Vorhaben identifiziert. Daher wird im Folgenden ein neuer Algorithmus entwickelt, welcher auf den genannten Algorithmen aufbaut und gleichzeitig die in Tabelle 4.1 genannten Eigenschaften berücksichtigt.

4.2 Algorithmus für die systematische Struktursynthese

Der in diesem Kapitel beschriebene Algorithmus basiert in den Grundzügen auf den zuvor genannten Arbeiten von TSAI, PUCHETA und DING. Durch die Anforderungen aus Tabelle 4.1

entstehen jedoch neue Herausforderungen, die es zu lösen gilt. Einige Ansätze des Algorithmus basieren dabei auch auf [SA-And16; BA-Vuc18]. Zum besseren Verständnis des entwickelten Algorithmus werden zuerst die Anforderungen an die Strukturen detailliert betrachtet. Im Anschluss daran wird das Vorgehen Schritt für Schritt beschrieben. Das generelle Vorgehen ist aus Abbildung 4-3 ersichtlich und wird an dieser Stelle in seinen Grundzügen erläutert.

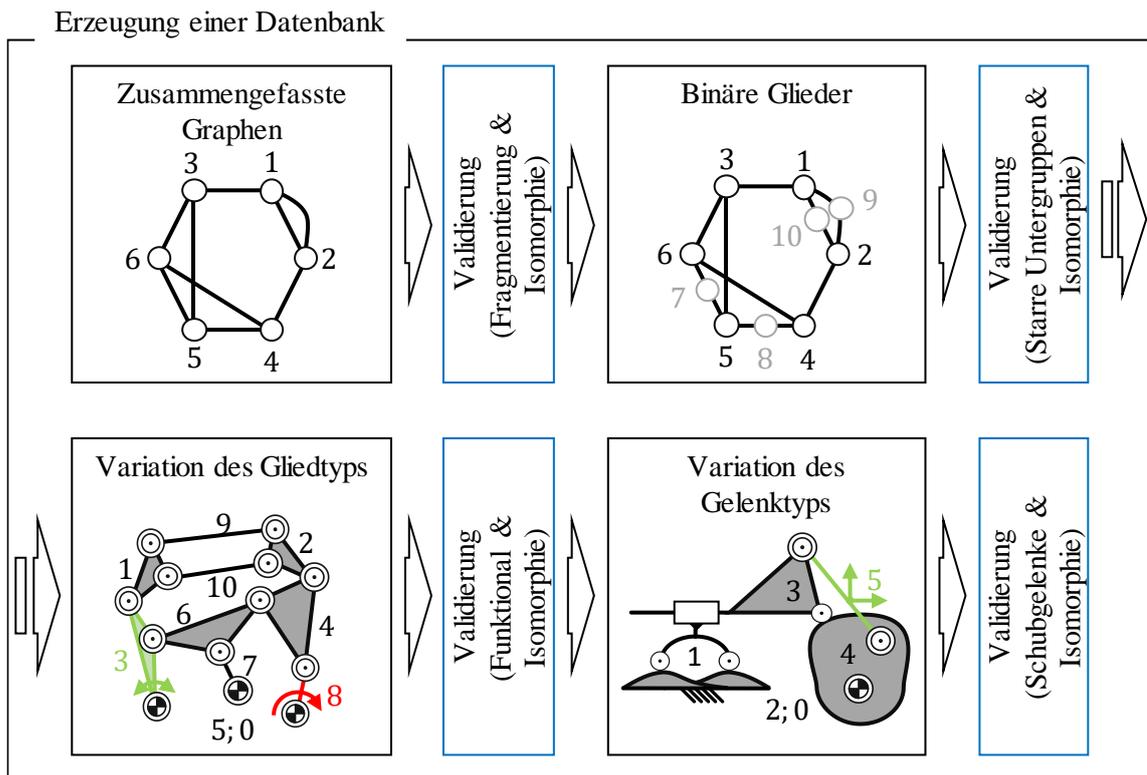


Abbildung 4-3: Darstellung des Algorithmus zur Synthese der Getriebestrukturen

Der erste Schritt des Vorgehens besteht in der Erstellung der zusammengefassten Graphen (engl. *contracted graph* [Tsa01, S. 50]). Ein zusammengefasster Graph ist in diesem Fall der Graph eines Getriebes, welcher keine binären Glieder enthält. In Abbildung 4-3 ist beispielhaft ein zusammengefasster Graph mit sechs Knoten dargestellt. Bereits nach der Erstellung dieser zusammengefassten Graphen kann eine erste Validierung der Zwischenergebnisse erfolgen. Die validen zusammengefassten Graphen werden anschließend um die fehlenden binären Glieder zu topologischen Graphen erweitert. In dem dargestellten Beispiel muss die dargestellte doppelte Kante zwischen den beiden Knoten 1 und 2 mit zwei binären Gliedern erweitert werden. Andernfalls würde eine starre Untergruppe entstehen. Nach einem weiteren Validierungsschritt erfolgt die Variation der Glieder (Gestell, Abtriebs- und ggf. Antriebsglied) sowie die Variation der Gelenke (Dreh-, Schub- bzw. Kurvengelenk) dieser topologischen

Graphen. Dabei muss nicht jede Glied- bzw. Gelenkvariation zu gültigen Strukturen führen. Nach einer abschließenden Bewertung der Strukturen können die gültigen kinematischen Ketten, in einer Datenbank gespeichert und der KI zur Verfügung gestellt werden.

Die Beschreibung des entwickelten Algorithmus zur Struktursynthese erfolgt anhand des Getriebes aus Abbildung 4-4. Neben dem Getriebe zeigt die Abbildung zudem den zugehörigen zusammengefassten Graphen (schwarze Knoten) und seine Erweiterung um binäre Glieder (graue Knoten). Die unkonventionelle Nummerierung der Getriebeglieder resultiert dabei aus dem Algorithmus zur Erstellung des Graphen.

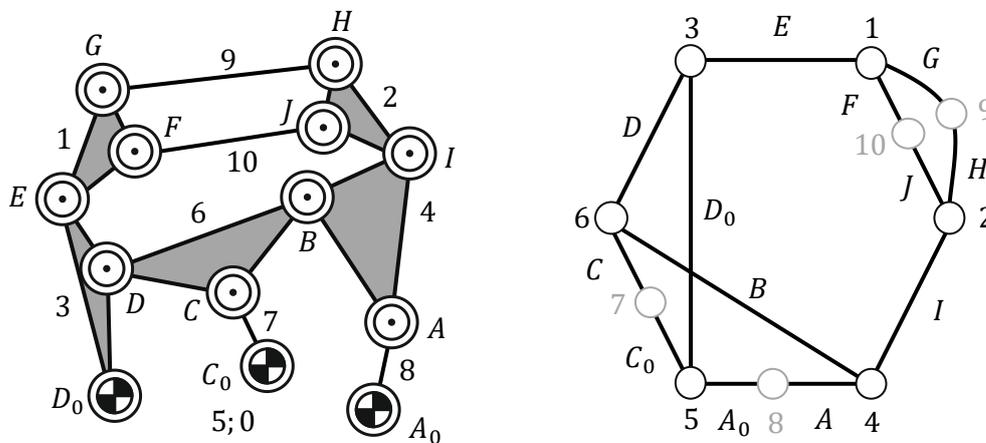


Abbildung 4-4: Getriebe (links) mit zusammengefasstem Graph und Erweiterungen (rechts)

4.2.1 Anforderungen an die Strukturen

Von der KI sollen sowohl Übertragungs- als auch Führungsgetriebe synthetisiert werden. Beispiele dieser Getriebe sind in Abbildung 4-5 dargestellt.

Beide Getriebetypen weisen ein Getriebeglied auf, welches als Gestell definiert ist. Ein anderes Getriebeglied repräsentiert den Abtrieb des Getriebes. Wie bereits in der Einleitung dieses Kapitels erläutert wurde, ist klassischerweise der Abtrieb eines Übertragungsgetriebes im Gestell gelagert. Der Abtrieb eines Führungsgetriebes ist jedoch über weitere Glieder mit dem Gestell verbunden. Zudem weist ein Übertragungsgetriebe ein angetriebenes Getriebeglied auf. Dies ist für die Definition der Übertragungsfunktion unabdingbar. Daher müssen für die Synthese dieser Strukturen diese Gliedfunktionen unbedingt berücksichtigt werden. Neben den Gliedfunktionen sollten auch verschiedene Gelenktypen betrachtet werden. Bei ebenen Getrieben sind dies Gelenke mit einem Freiheitsgrad (z. B. Dreh- und Schubgelenke) oder Gelenke mit zwei Freiheitsgraden (z. B. Kurvengelenke).

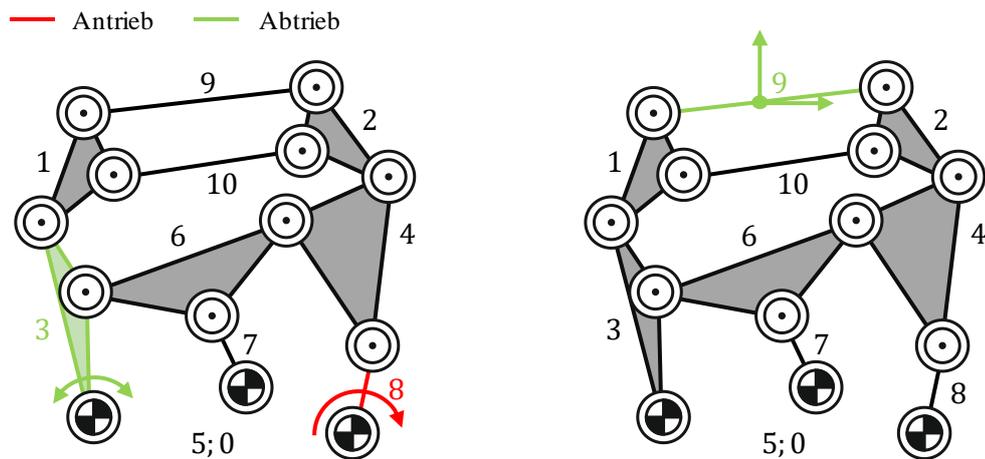


Abbildung 4-5: Eigenschaften von Übertragungs- (links) und Führungsgetrieben (rechts)

4.2.2 Erstellung zusammengefasster Graphen

Wie in Abbildung 4-3 dargestellt, besteht der erste Schritt zur Synthese der Getriebestrukturen in der Synthese zusammengefasster Graphen. Ausgangsbasis für die Entwicklung der Graphen ist die GRÜBLER-Formel (4.3) sowie die abgewandelte EULER-Formel (4.4). Im Unterschied zu Gleichung (4.2) wird in Gleichung (4.3) zur Vereinfachung vorerst davon ausgegangen, dass die berücksichtigten Gelenke jeweils nur einen Freiheitsgrad von $f_i = 1$ besitzen.

$$F = 3(n - 1) - 2g \quad (4.3)$$

Die abgewandelte EULER-Formel (4.4) basiert auf dem eulerschen Polyedersatz, der sich auf das Jahr 1750 zurückführen lässt [BLW76, S. 74–77]. Die Formel liefert im Allgemeinen den Zusammenhang zwischen der Anzahl der Kanten, Ecken und Flächen eines beliebigen Polyeders. Übertragen auf die Repräsentation von Getrieben durch Graphen ergibt sich nachfolgender Zusammenhang zwischen der Anzahl der Gelenke g , der Glieder n und der Maschen L .

$$L = g - n + 1 \quad (4.4)$$

Durch die Vorgabe der Gliederzahl n und dem Laufgrad F können über die Gleichungen (4.3) und (4.4) die Anzahl der Gelenke g sowie die Anzahl der unabhängigen Maschen L berechnet werden. Ein Getriebe mit einem Laufgrad von $F = 1$ und $n = 10$ Gliedern besteht demnach aus $g = 13$ Gelenken mit jeweils einem Gelenkfreiheitsgrad von $f_i = 1$. Zudem weist die Struktur $L = 4$ unabhängige Maschen auf. Mit diesen Informationen ist es möglich, die Anzahl der binären, ternären, quaternären usw. Glieder zu bestimmen. Diese Anzahl an Gliedern kann

in einem Array festgehalten werden – dem sogenannten Link Assortment Array (vgl. [Din16, S. 19–20]).

4.2.2.1 Ermittlung des Link Assortment Array

Der Aufbau des Link Assortment Arrays ist in (4.5) gezeigt. Jeder Eintrag des Arrays repräsentiert die Anzahl der Glieder mit zwei Gelenken (N_2), drei Gelenken (N_3) bis zu p Gelenken (N_p).

$$[N_2 \quad N_3 \quad \cdots \quad N_p] \quad (4.5)$$

Der Parameter p repräsentiert hierbei den maximalen Grad eines Gliedes und lässt sich für ein Getriebe mit dem Laufgrad $F = 1$ nach Gleichung (4.6) berechnen.

$$p = \frac{n}{2} \quad (4.6)$$

Die Anzahl binärer Glieder kann laut [LM95, S. 24; Din16, S. 20] nach Gleichung (4.7) berechnet werden.

$$N_2 = F + 3 + \sum_{i=4}^p N_i \cdot (i - 3) \quad (4.7)$$

Die Summe aller Getriebeglieder aus dem Array muss zudem der Anzahl der gesamten Getriebeglieder n entsprechen.

$$n = N_2 + N_3 + \cdots + N_p \quad (4.8)$$

Mittels dieser Gleichungen können für eine beliebige Anzahl an Getriebegliedern die jeweiligen Link Assortment Arrays generiert werden. Für Getriebe mit einem Laufgrad $F = 1$ und bis zu $n = 12$ Getriebegliedern sind die so generierbaren Link Assortment Arrays in Tabelle 4.2 aufgeführt. Diese Link Assortment Arrays bilden die Grundlage für die Synthese der zusammengefassten Graphen.

Durch die Ermittlung der Link Assortment Arrays stehen die Anzahl sowie der Grad der Knoten des Graphen fest. Das Getriebe aus Abbildung 4-4 besteht beispielsweise aus vier binären und sechs ternären sowie keinen quaternären und quinären Gliedern. Daher ergibt sich das Link Assortment Array nach (4.9).

$$[N_2 \quad N_3 \quad N_4 \quad N_5] = [4 \quad 6 \quad 0 \quad 0] \quad (4.9)$$

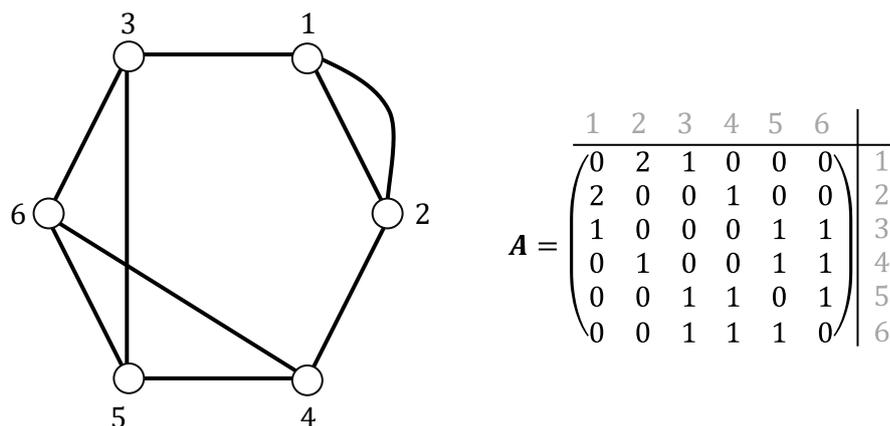
Tabelle 4.2: Link Assortment Arrays für Getriebe mit bis zu $n = 12$ Getriebegliedern

Anzahl Getriebeglieder	Link Assortment Arrays
$n = 4$	[4]
$n = 6$	[4 2]
$n = 8$	[4 4 0] [5 2 1] [6 0 2]
$n = 10$	[4 6 0 0] [5 4 1 0] [6 2 2 0] [6 3 0 1] [7 0 3 0] [7 1 1 1] [8 0 0 2]
$n = 12$	[4 8 0 0 0] [5 6 1 0 0] [6 4 2 0 0] [6 5 0 1 0] [7 2 3 0 0] [7 3 1 1 0] [7 4 0 0 1] [8 0 4 0 0] [8 1 2 1 0] [8 2 0 2 0] [8 2 1 0 1] [9 0 1 2 0] [9 0 2 0 1] [9 1 0 1 1] [10 0 0 0 2]

Zur Bestimmung des zusammengefassten Graphen ist nun zu ermitteln, wie die Knoten über Kanten verbunden werden. Die Darstellung von Verbindung zwischen den Knoten eines Graphen erfolgt durch die Nachbarschaftsmatrix (oder auch Adjazenzmatrix) A .

4.2.2.2 Die Ermittlung der Nachbarschaftsmatrix

Die Nachbarschaftsmatrix A enthält alle wichtigen Eigenschaften des Graphen – so u. a. auch die Information, welche Knoten miteinander über Kanten verbunden sind. In Abbildung 4-6 ist der zusammengefasste Graph des Getriebes aus Abbildung 4-4 und seine zugehörige Nachbarschaftsmatrix A dargestellt.

**Abbildung 4-6:** Ein zusammengefasster Graph und seine zugehörige Nachbarschaftsmatrix

Die Nachbarschaftsmatrix ist bei ungerichteten Graphen eine symmetrische Matrix. Jede Zeile, sowie jede Spalte repräsentiert einen Knoten des Graphen. Daher entspricht die Anzahl der Zeilen und Spalten der Anzahl der Knoten des Graphen. Ein Eintrag innerhalb der Matrix repräsentiert die Anzahl der Kanten, mit denen die jeweiligen Knoten miteinander verbunden sind.

Um den zusammengefassten Graphen mittels der Nachbarschaftsmatrix zu synthetisieren, wird die Eigenschaft ausgenutzt, dass die Summe der Einträge x_{ij} in einer Zeile i der Nachbarschaftsmatrix dem Grad des jeweiligen Knoten d_i entspricht. Der Grad des Knotens entspricht der Anzahl aller benachbarten Kanten. Diese Eigenschaft kann in einem Gleichungssystem zusammengefasst werden:

$$\begin{aligned}
 x_{11} + x_{12} + x_{13} + \dots + x_{1k} &= d_1 \\
 x_{21} + x_{22} + x_{23} + \dots + x_{2k} &= d_2 \\
 x_{31} + x_{32} + x_{33} + \dots + x_{3k} &= d_3 \\
 &\dots \\
 x_{k1} + x_{k2} + x_{k3} + \dots + x_{kk} &= d_k
 \end{aligned} \tag{4.10}$$

Die Information über den Grad der Knoten kann aus dem Link Assortment Array extrahiert und in einem gesonderten Array gespeichert werden – dem so genannten Degree Array (vgl. [Din16, S. 23]). Dieser Degree Array besteht aus genau so vielen Einträgen wie der zusammengefasste Graph Knoten besitzt. Jeder Eintrag gibt die Anzahl der Kanten des jeweiligen Knoten wieder. Für den Link Assortment Array aus Gleichung (4.9) ergibt sich nach dem Entfernen der binären Glieder (N_2) der Degree Array nach (4.11). In einem Degree Array sind die Einträge der Größe nach absteigend angeordnet.

$$[4 \ 6 \ 0 \ 0] \rightarrow [3 \ 3 \ 3 \ 3 \ 3 \ 3] \tag{4.11}$$

Da der Grad der Knoten d_i (rechte Seite des Gleichungssystems (4.10)) durch den Degree Array bekannt ist, müssen nun die einzelnen Matrixeinträge x_{ij} des zusammengefassten Graphen so bestimmt werden, dass das Gleichungssystem (4.9) erfüllt wird. Dazu kann beispielsweise das in [Tsa01] und [Din16] beschriebene Vorgehen verwendet werden. Dazu müssen die nachfolgend erläuterten Schritte 1 bis k erfolgen. Der Parameter k entspricht dabei der Anzahl der Gleichungen in (4.10).

Schritt 1:

Der erste Schritt der Synthese ist das Finden von Lösungen der ersten Zeile der Nachbarschaftsmatrix. Es wird demnach geprüft, über welche Anzahl an Kanten der erste Knoten mit anderen Knoten verbunden sein kann. Für den Degree Array aus (4.11) leitet sich damit Gleichung (4.12) ab.

$$x_{11} + x_{12} + x_{13} + x_{14} + x_{15} + x_{16} = 3 \tag{4.12}$$

Da ein Knoten im betrachteten Anwendungsfall nicht mit sich selbst verbunden sein kann, gilt $x_{ii} = 0$. Auf Basis ihres Grades können Knoten auch in sogenannte Symmetriesets unterteilt

werden. Alle Knoten mit demselben Grad werden diesem Symmetrieset zugeteilt. Diese Einteilung dient der Reduzierung von isomorphen Strukturen. Sind zwei Knoten in einem Symmetrieset, kann bei der Synthese der Strukturen berücksichtigt werden, dass beim Vertauschen der Knoten die gleiche Struktur entsteht. Durch das Einhalten der Bedingung (4.13) innerhalb des Symmetriesets wird somit das Bilden isomorpher Strukturen reduziert.

$$x_{1i} \geq x_{1j} \quad , \quad i < j \quad (4.13)$$

Aus (4.11) wird deutlich, dass alle Knoten den gleichen Grad besitzen und somit dem gleichen Symmetrieset zugehörig sind. Da ein Knoten immer mit mindestens zwei weiteren Knoten verbunden sein muss, müssen in jeder Gleichung des Gleichungssystems (4.10) mindestens zwei Variablen ungleich Null sein. Darüber hinaus folgt aus der Bedingung (4.13) die Bedingung (4.14).

$$x_{12} \geq x_{13} \geq x_{14} \geq x_{15} \geq x_{16} \quad (4.14)$$

Ergebnis dieser Betrachtung ist u. a. die erste Zeile der in Abbildung 4-6 dargestellten Nachbarschaftsmatrix **A**. Eine weitere gültige Lösung des ersten Schrittes ist in der Nachbarschaftsmatrix aus Abbildung 4-7 dargestellt.

Schritt 2:

Der zweite Schritt dient der Lösung der Verbindung von Knoten 2 zu den restlichen Knoten des Graphen. Prinzipiell muss dazu die zweite Gleichung des Gleichungssystems (4.10) gelöst werden. Diese Gleichung lässt sich umformen. Durch zusätzliches Einsetzen der Lösung aus Schritt 1 ergibt sich, bezogen auf das Getriebe aus Abbildung 4-6, die Gleichung (4.15).

$$x_{23} + x_{24} + x_{25} + x_{26} = d_2 - x_{12} = 3 - 2 \quad (4.15)$$

Die Knoten können nun wieder in Symmetriesets eingeteilt werden, um isomorphe Strukturen zu vermeiden. Im zweiten Schritt gehören die Knoten i und j zum selben Symmetrieset, wenn sie im vorherigen Schritt im gleichen Symmetrieset waren und zudem denselben Wert x_{1i} bzw. x_{1j} besitzen. Zur Vermeidung isomorpher Strukturen gilt daher die Bedingung (4.16).

$$x_{2i} \geq x_{2j} \quad , \quad i < j \quad (4.16)$$

Diese Bedingung führt zur zweiten gültigen Zeile der Nachbarschaftsmatrix aus Abbildung 4-6.

Schritt i für $3 \leq i \leq k - 3$:

Die folgenden Schritte weisen die gleiche Vorgehensweise wie Schritt 2 auf, wobei k die Anzahl der Knoten des Graphen repräsentiert. Diese Schritte werden solange durchgeführt, bis der letzte Schritt des Algorithmus die Nachbarschaftsmatrix \mathbf{A} vervollständigt.

Schritt $k - 2$:

Für den letzten Schritt $k - 2$ des Algorithmus ergibt sich das Gleichungssystem (4.17).

$$\begin{aligned} x_{(k-2)(k-1)} + x_{(k-2)k} &= d_{k-2} - \sum_{i=1}^{k-3} x_{i(k-2)} \\ x_{(k-1)(k-2)} + x_{(k-1)k} &= d_{k-1} - \sum_{i=1}^{k-3} x_{i(k-1)} \\ x_{k(k-2)} + x_{k(k-1)} &= d_k - \sum_{i=1}^{k-3} x_{ik} \end{aligned} \quad (4.17)$$

Besitzt dieses Gleichungssystem bestehend aus drei Gleichungen mit drei Unbekannten eine gültige Lösung, wurde die Nachbarschaftsmatrix \mathbf{A} erfolgreich synthetisiert. Für den betrachteten Fall ist eine Lösung genau dann gültig, wenn die Lösung des Gleichungssystems (4.17) keine negativen Einträge für die Nachbarschaftsmatrix ergeben. Selbst wenn alle Einträge in der Nachbarschaftsmatrix positiv sind, führt das beschriebene Vorgehen zum Lösen des Gleichungssystems nicht zwangsweise zu gültigen Graphen. So werden beispielsweise fragmentierte Graphen beim Lösen des Gleichungssystems nicht vermieden. Ein fragmentierter Graph zeichnet sich dadurch aus, dass er an einem Knoten oder an einer Kante in zwei voneinander unabhängige Graphen unterteilt werden kann. Solche Graphen sind für die Synthese von Getrieben mit dem Laufgrad $F = 1$ auszuschließen. Um solche Graphen zu detektieren, können die in [Din16, S. 72] beschriebenen Bedingungen geprüft werden.

Das Gleichungssystem (4.10) besitzt in den meisten Fällen keine eindeutige Lösung. Es können demnach für das gleiche Link Assortment Array mehrere Graphen synthetisiert werden. Dies ist problematisch, wenn trotz der zuvor genannten Maßnahmen unterschiedliche Nachbarschaftsmatrizen ermittelt werden, welche zum gleichen Graphen führen. Abbildung 4-7 zeigt ein solches Beispiel. Der dort gezeigte Graph besitzt trotz anderer Nachbarschaftsmatrix \mathbf{A} die gleiche Topologie wie der Graph aus Abbildung 4-6 – demnach sind die Graphen isomorph.

Isomorphe Graphen liefern keine neuen Lösungen und erhöhen den Bearbeitungsaufwand für den restlichen Algorithmus enorm. Daher müssen sie direkt nach der Synthese erkannt und aussortiert werden. Zur Detektion isomorpher Strukturen existieren unterschiedliche Verfahren. TSAI und PUCHETA nutzen beispielsweise den Degree Code nach [TL93] zur Detektion von isomorphen Strukturen (vgl. [Tsa01, S. 103; Puc08, S. 27–31]).

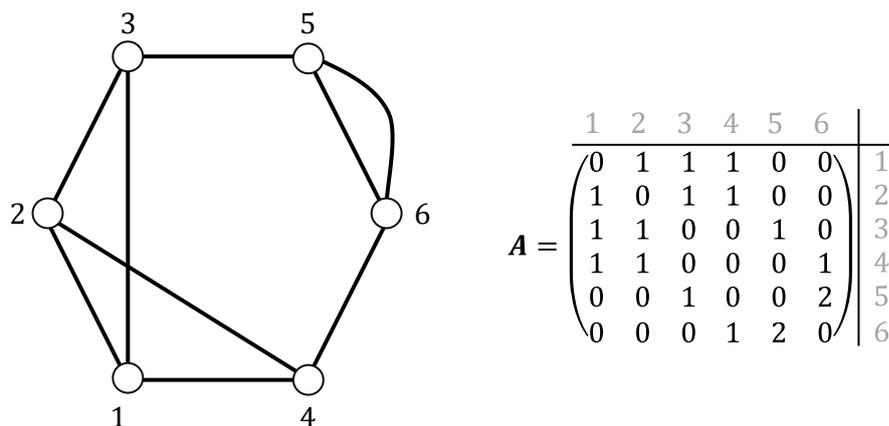


Abbildung 4-7: Isomorpher Graph zu Abbildung 4-6 und seine Nachbarschaftsmatrix

Jede Nachbarschaftsmatrix hat einen speziellen Degree Code DC. Der Code lässt sich aus der oberen Dreiecksmatrix der Nachbarschaftsmatrix bilden. Dazu wird beispielsweise für die Nachbarschaftsmatrix aus Abbildung 4-6 der Degree Code nach Gleichung (4.18) bestimmt.

$$DC(A) = (21000 : 0100 : 011 : 11 : 1)_3 = (11166943)_{10} \quad (4.18)$$

Die Basis, in der der Degree Code ermittelt wird, ergibt sich aus dem maximalen Eintrag in der Nachbarschaftsmatrix. Besteht die Nachbarschaftsmatrix nur aus Einsen und Nullen, wird der Degree Code von einer binären (Basis Zwei) in eine dezimale Zahl umgerechnet. Ist der maximale Eintrag der Matrix Zwei, dann wird dementsprechend die Basis Drei zur Umrechnung benötigt. Durch Permutation einer Matrix kann der maximale Degree Code bestimmt werden. Besitzen zwei Nachbarschaftsmatrizen den gleichen maximalen Degree Code, sind die dazugehörigen Graphen isomorph.

Nur dann, wenn der synthetisierte zusammengefasste Graph weder fragmentiert noch zu bereits synthetisierten Graphen isomorph ist, darf er für den nächsten Schritt verwendet werden, – der Entwicklung der kinematischen Ketten.

4.2.3 Synthese der kinematischen Ketten aus zusammengefassten Graphen

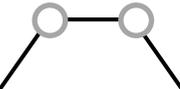
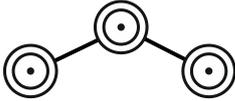
Die zusammengefassten Graphen enthalten lediglich Informationen über Knoten (Glieder), die mehr als zwei Kanten (Gelenke) besitzen. Binäre Glieder werden demnach in zusammengefassten Graphen nicht berücksichtigt. Im folgenden Schritt müssen die zusammengefassten Graphen um die fehlenden binären Glieder zu topologischen Graphen oder sogenannte kinematische Ketten erweitert werden. Durch den Algorithmus zur Erweiterung der zusammengefassten Graphen muss dafür gesorgt werden, dass die so synthetisierten topologischen

Graphen weder starre Unterstrukturen aufweisen, noch zu bereits synthetisierten Strukturen isomorph sind. Im Folgenden wird der Algorithmus zur Erweiterung der zusammengefassten Graphen um binäre Glieder sowie der Algorithmus zur Detektion starrer Untergruppen beschrieben.

4.2.3.1 Erweiterung um binäre Glieder zu einem topologischen Graphen

Die Erläuterung des Verfahrens erfolgt ebenfalls anhand des Graphen aus Abbildung 4-6 und seines Link Assortment Array [4 6 0 0]. Die sechs ternären Getriebeglieder sind über neun Kanten miteinander verbunden. Diese Kanten können analog zu Abbildung 4-4 mit binären Gliedern erweitert werden. Dazu wird das Getriebe zuerst mit Gelenken mit einem Freiheitsgrad erweitert und validiert. Ist das Getriebe valide, können im Anschluss die einzelnen Gelenkfreiheitsgrade variiert werden. Generell kann ein Graph durch binäre Gruppen unterschiedlicher Länge erweitert werden. Die für ein Getriebe mit dem Laufgrad $F = 1$ sinnvollen Gruppen sind in Tabelle 4.3 dargestellt.

Tabelle 4.3: Mögliche binäre Gruppen zur Erweiterung eines Getriebes mit dem Laufgrad $F = 1$

Graph der Kette	Getriebekette	Anzahl binärer Glieder
		0 – bezeichnet als b_0
		1 – bezeichnet als b_1
		2 – bezeichnet als b_2

Natürlich sind auch Getriebeketten mit mehr als zwei binären Gliedern denkbar. Diese Ketten können jedoch nicht in einem Getriebe mit dem Laufgrad $F = 1$ verwendet werden. Den Beweis dafür liefert TSAI bzw. DING in [Tsa01, S. 88–90; Din16, S. 39–40].

Die Erweiterung des zusammengefassten Graphen um binäre Glieder darf nicht willkürlich erfolgen. Zum einen muss der zusammengefasste Graph um die Anzahl binärer Glieder N_2 erweitert werden, die aus seinem Link Assortment Array folgt. Zum anderen darf die Anzahl der Gelenke g des Getriebes durch das Hinzufügen der binären Glieder nicht über- oder unterschritten werden. Die genannten Bedingungen werden berücksichtigt, sobald Gleichung (4.19) und Gleichung (4.20) erfüllt werden. Der Parameter b_i beschreibt dabei die Länge der Kette nach Tabelle 4.3.

$$N_2 = \sum_i i \cdot b_i \tag{4.19}$$

$$\sum_i b_i \cdot (1 + i) = g \tag{4.20}$$

Für den zusammengefassten Graphen aus Abbildung 4-6 sind demnach die drei in Tabelle 4.4 aufgelisteten Kombinationen binärer Gruppen möglich. Für das Beispiel aus Abbildung 4-4 wurde der zusammengefasste Graph beispielsweise mit fünf binären Ketten der Länge Null und vier binären Ketten der Länge Eins und keiner Kette der Länge Zwei erweitert.

Tabelle 4.4: Mögliche Kombinationen an binären Gruppen

Kombination	b_0	b_1	b_2
1	5	4	0
2	6	2	1
3	7	0	2

Um an dieser Stelle auch Gelenke mit zwei Freiheitsgraden berücksichtigen zu können, kann man eine Analogie zwischen binären Ketten bestehend aus Gelenken mit einem Freiheitsgrad und binären Ketten bestehend aus u. a. Gelenken mit zwei Freiheitsgraden bilden. Diese Analogie ist in Tabelle 4.5 dargestellt.

Tabelle 4.5: Analogie zwischen binären Ketten mit unterschiedlichen Gelenkfreiheitsgraden

Kette mit $f_i = 1$	Analoge Kette mit $f_i = 2$	Graph der Kette

Für binäre Ketten vom Typ b_0 existieren keine analogen Ketten, die ein Gelenk mit dem Gelenkfreiheitsgrad $f_i = 2$ beinhalten. Dahingegen können binäre Ketten vom Typ b_1 und b_2 durch entsprechende Ketten ersetzt werden. An dieser Stelle ist es notwendig, Graphen mit unterschiedlichen Kantentypen zu unterscheiden. Dazu müssen Kanten spezielle Eigenschaften hinzugefügt werden. Häufig ist in diesem Fall auch von Kantenfärbung die Rede

[Aig15, S. 13]. Innerhalb der binären Ketten aus Tabelle 4.5 wurden im Graphen beispielsweise Gelenke mit einem Freiheitsgrad schwarz und Gelenke mit zwei Freiheitsgraden grau dargestellt. Diese Färbung spiegelt sich auch in der Nachbarschaftsmatrix wieder. So können durch Variation des entsprechenden Eintrags der Nachbarschaftsmatrix verschiedene Kanten-typen repräsentiert werden. Beispiele solcher Graphen werden in Abschnitt 4.2.5 gegeben.

Je nachdem welche Kante des zusammengefassten Graphen mit welcher binären Gruppe erweitert wird, können in der Regel unterschiedliche topologische Graphen entstehen. Selbst diese systematische Erweiterung ist nicht frei von der Erzeugung isomorpher Strukturen. Die Isomorphie kann auch im Fall eines gefärbten Graphen mit dem in Abschnitt 4.2.1 beschriebenen Verfahren detektiert werden. Gegebenenfalls kann ein Graph durch dieses Verfahren auch so erweitert werden, dass er starre Unterstrukturen enthält. Teilweise kann dem durch das Vorgehen nach DING in [Din16, S. 39–43] begegnet werden. Jedoch lässt sich die Synthese von topologischen Graphen mit starren Untergruppen nicht vollends vermeiden. Daher müssen solche Graphen ebenfalls detektiert und aussortiert werden. Das Verfahren zur Detektion starrer Unterstrukturen ist in dem nachfolgenden Abschnitt beschrieben.

4.2.3.2 Detektion starrer Unterstrukturen

DING beschreibt in [DHM08; Din16, S. 45–46] ein Vorgehen zur Detektion starrer Untergruppen für Graphen bestehend aus Gelenken mit einem Gelenkfreiheitsgrad. Durch Variation des Vorgehens, kann das Verfahren auch auf Gelenke mit höherem Gelenkfreiheitsgrad f_i angewendet werden. Im Folgenden wird das modifizierte Verfahren anhand des neungliedrigen Getriebes aus Abbildung 4-8 beschrieben. Zur Detektion starrer Untergruppen muss ein Graph zuerst in seine voneinander unabhängigen Maschen unterteilt werden. Die unabhängigen Maschen bilden ein Maschenset, welches jedes Glied und Gelenk des Getriebes enthält. Gleichzeitig ist die Anzahl der unabhängigen Maschen L durch Gleichung (4.4) beschränkt. Generell existieren für ein Getriebe mehrere Sets unabhängiger Maschen. Nicht jedes Maschenset ist jedoch für die Detektion starrer Unterstrukturen geeignet [DHM08]. Nur das Maschenset, welches Maschen minimaler Länge enthält, kommt für den folgenden Algorithmus in Frage. Für das neungliedrige Getriebe aus Abbildung 4-8 können vier voneinander unabhängige Maschen mit minimaler Länge gefunden werden. Diese Maschen sind in Abbildung 4-8 durch Pfeile gekennzeichnet. Mit diesen Maschen startet der Algorithmus.

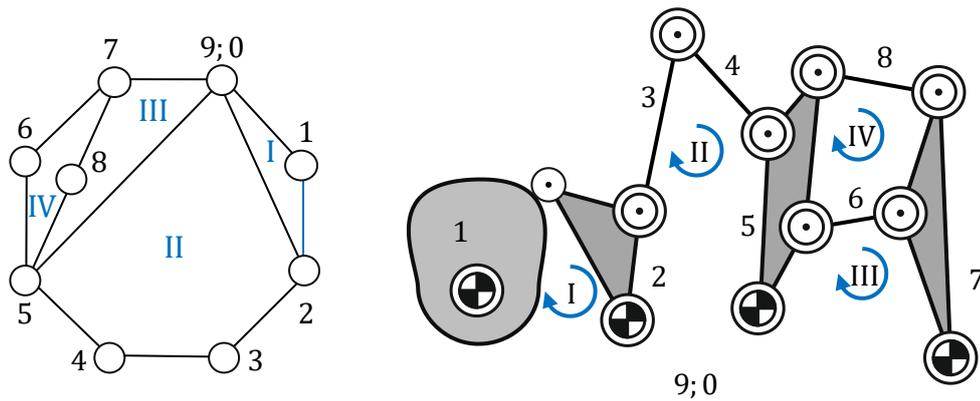


Abbildung 4-8: Neungliedriges Getriebe mit starren Unterstrukturen und der dazugehörige Graph

Der erste Schritt des Algorithmus besteht in der Berechnung des Laufgrads jeder Masche. Bezogen auf das Beispiel aus Abbildung 4-8 haben Maschen I, III und IV beispielsweise den Laufgrad $F = 1$. Masche II bestehend aus fünf Gelenken mit einem Gelenkfreiheitsgrad $f = 1$ sowie fünf Gliedern und hat dementsprechend nach Formel (4.2) den Laufgrad $F = 2$. Gelenke mit einem Gelenkfreiheitsgrad $f > 1$ können in der Laufgradberechnung berücksichtigt werden. Die Masche mit dem niedrigsten Laufgrad dient als Ausgangspunkt für die Ermittlung starrer Untergruppen. Sollte eine Masche mit dem Laufgrad $F = 0$ vorhanden sein, würde diese Masche bereits eine starre Unterstruktur bilden und der Graph könnte demnach aussortiert werden. Im Beispiel aus Abbildung 4-8 soll Masche III als Ausgang der Ermittlung starrer Unterstrukturen dienen.

Prinzipiell wird diese Ausgangsmasche nun sukzessive um weitere Maschen erweitert. Nach jeder Erweiterung wird im Anschluss der Laufgrad der so entstehenden Struktur nach Formel (4.2) berechnet. Ist der Laufgrad $F \leq 0$, ist eine starre Unterstruktur vorhanden. Die Struktur muss dabei immer um die Masche erweitert werden, welche zum kleinsten Laufgrad führt. Wenn die Erweiterung von zwei unterschiedlichen Maschen zum selben Laufgrad führt, wird die Masche mit den wenigsten zusätzlichen Getriebegliedern zur Erweiterung ausgewählt. Für das Beispiel aus Abbildung 4-8 führt nach dieser Regel die Erweiterung der Masche III um Masche IV zu einem Laufgrad von $F = 0$. Das Getriebe enthält demnach eine starre Unterstruktur und darf nicht für die Struktursynthese verwendet werden.

Wichtig ist, dass dieses Verfahren nur dann zum Ziel führt, wenn die Ausgangsmasche in der starren Unterstruktur enthalten ist. Wird der Algorithmus beispielsweise mit Masche I gestartet, kann durch sukzessive Erweiterung nach dem oben beschriebenen Vorgehen die starre

Unterstruktur nicht erkannt werden. Daher muss der Algorithmus mit jeder Masche gestartet werden, welche den minimalen Laufgrad aufweist.

4.2.4 Berücksichtigung unterschiedlicher Gliedfunktionen

Im vorherigen Abschnitt wurde beschrieben, wie zusammengefasste Graphen mittels binärer Gruppen erweitert werden können. Dabei wurde unterschieden zwischen Gelenken mit einem und Gelenken mit zwei Freiheitsgraden. Im Anschluss wurde erläutert, wie die so synthetisierten kinematischen Ketten auf starre Unterstrukturen und Isomorphie geprüft werden können. Ergebnis dieses Vorgehens sind alle gültigen kinematischen Ketten mit einem Laufgrad von $F = 1$ und Gelenken, die einen Gelenkfreiheitsgrad von $f_i \leq 2$ aufweisen.

Um aus diesen kinematischen Ketten fertige Getriebestrukturen zu synthetisieren, müssen zwei weitere Schritte erfolgen. Zum einen muss definiert werden, welche Funktion durch die einzelnen Glieder erfüllt wird – z. B. welches Glied das Gestell ist. Zum anderen muss definiert werden, von welcher Gelenkart die einzelnen Gelenke sind – also ob beispielsweise ein Gelenk mit $f_i = 1$ durch ein Dreh- oder ein Schubgelenk realisiert wird. Die Definition der Gliedfunktionen wird innerhalb dieses Abschnittes behandelt. Wie in Abschnitt 4.2.1 beschrieben, kann zwischen vier Gliedtypen unterschieden werden – Glieder mit keiner spezifischen Funktion, dem Gestell, dem Antriebsglied und dem Abtriebsglied. Im Folgenden wird beschrieben, wie die unterschiedlichen Gliedtypen im Graphen abgebildet werden können. Nach dem Abbilden der Gliedtypen muss die Gültigkeit der Gliedvariation validiert werden.

4.2.4.1 Berücksichtigung der Gliedtypen im Graphen

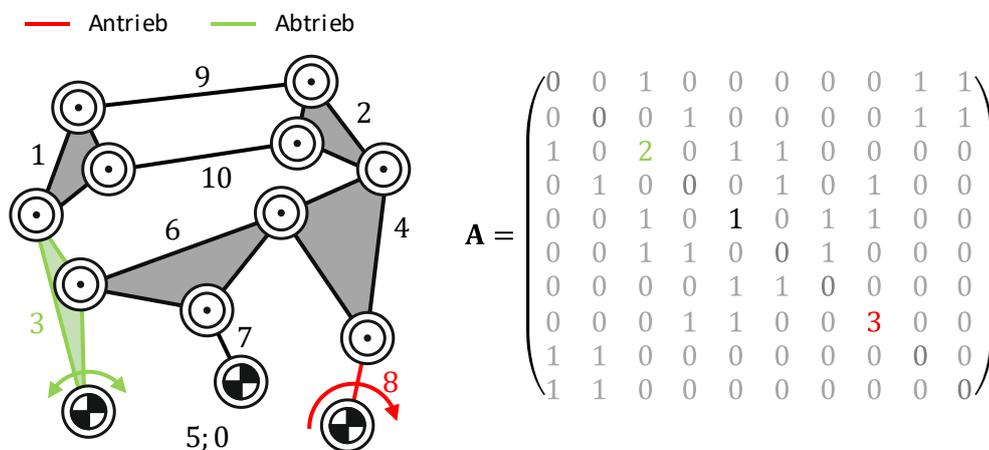
In Abschnitt 4.2.3 wurde angedeutet, wie eine Kantenfärbung des Graphen dazu verwendet werden kann, unterschiedliche Gelenkfreiheitsgrade zu berücksichtigen. Analog dazu kann nun eine Knotenfärbung verwendet werden, um unterschiedliche Gliedtypen abzubilden. Diese Färbung kann analog zu dem Vorgehen nach PUCHETA in [Puc08, S. 33] auf der Diagonalen der Nachbarschaftsmatrix hinterlegt werden, da diese in dem bisherigen Vorgehen unbesetzt ist. Abbildung 4-9 zeigt das zehngliedrige Übertragungsgetriebe aus Abbildung 4-5 sowie seine Nachbarschaftsmatrix. Die Diagonale der Matrix beschreibt die Gliedfunktionen nach Tabelle 4.6. Steht innerhalb einer Zeile der Matrix auf der Diagonalen beispielsweise eine Eins, ist dieses Getriebeglied dementsprechend das Gestell der Struktur.

Tabelle 4.6: Gliedfunktionen in der Nachbarschaftsmatrix

Gliedfunktion	Wert
Keine spezifische Funktion	0
Gestell	1
Abtriebsglied	2
Antriebsglied	3

Natürlich kann, je nach Anforderung an die Struktur, das Schema und die Gliedfunktionen angepasst werden. PUCHETA unterscheidet in [Puc08, S. 24] so beispielsweise zwischen dem Gestell, sowie elastischen und starren Getriebegliedern.

Um nun zu einer kinematischen Kette alle möglichen Kombinationen an Gliedfunktionen zu erhalten, müssen die Einträge der Diagonalen permutiert werden. Für ein zehngliedriges Getriebe wie in Abbildung 4-9, bei dem sieben Getriebeglieder die gleiche Funktion erfüllen, ergeben sich beispielsweise 720 mögliche Permutationen. Nicht alle dieser Permutationen sind sinnvoll. Daher müssen sie in einem weiteren Schritt validiert werden.

**Abbildung 4-9:** Zehngliedriges Übertragungsgetriebe und seine Nachbarschaftsmatrix

4.2.4.2 Validierung der Gliedvariation

Durch die oben beschriebene Permutation der Gliedfunktionen müssen die topologischen Graphen hinsichtlich zweier Kriterien validiert werden. Zum einen muss geprüft werden, ob die Definition der einzelnen Gliedfunktionen jeder Permutation sinnvoll ist. Zum anderen muss geprüft werden ob durch die Permutation isomorphe Strukturen entstanden sind. Eine nicht sinnvolle Permutation kann zwei Ursachen haben. Die erste Ursache besteht darin, dass die in

Tabelle 4.1 genannten Eigenschaften der zu synthetisierenden Getriebestrukturen durch eine Permutation nicht erfüllt werden. So wurde beispielsweise eingangs des Kapitels definiert, dass Antriebs- und Abtriebsglied von Übertragungsgetrieben immer im Gestell gelagert sein müssen. Ist dies nicht der Fall, muss die Synthese der Struktur nicht weiterverfolgt werden. Gleiches gilt für Führungsgetriebe bei denen durch die Permutation das Abtriebsglied im Gestell gelagert ist. Die zweite Ursache für eine ungültige Permutation liegt vor, wenn nicht alle Getriebeglieder an der Bewegungsübertragung beteiligt sind. Dies ist beispielsweise bei dem in Abbildung 4-9 dargestellten Übertragungsgetriebe der Fall. Die Gliedergruppe bestehend aus den Gliedern 6-9 ist nicht an der Bewegungsübertragung beteiligt. Daher kann die gleiche Übertragungsfunktion mit dem in Abbildung 4-10 hervorgehobenen, deutlich simpleren Stephenson-Getriebe realisiert werden. Die Führungsaufgabe des in Abbildung 4-10 dargestellten Führungsgetriebes kann wiederum von einem viergliedrigen Getriebe übernommen werden.

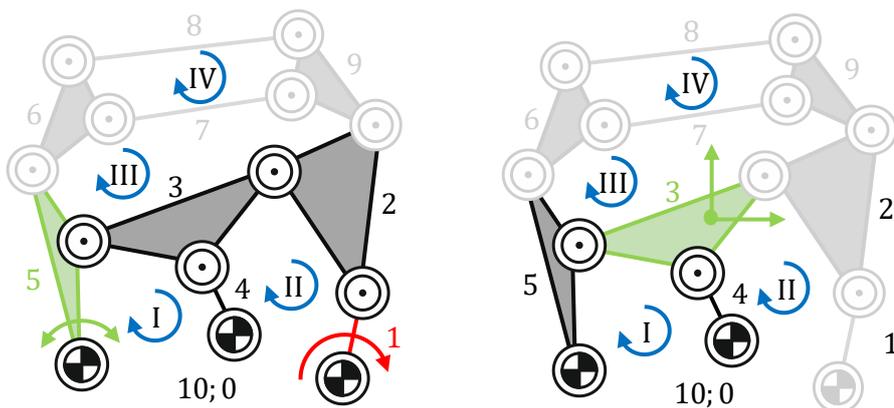


Abbildung 4-10: Entfernen der für die Funktionserfüllung unnötigen Getriebeglieder

Im Folgenden wird der Algorithmus zur Erkennung der an der Bewegung unbeteiligten Getriebegruppen beschrieben. Diese Getriebegruppen sind nebenbei bemerkt Assurgruppen. Entfernt man sie von der restlichen Getriebestruktur, hat dies keinen Einfluss auf den Laufgrad des Getriebes. Diese Besonderheit wird im Folgenden zur Validierung verwendet.

Der Algorithmus zur Detektion von Getriebegliedern, welche nicht an der Bewegungsübertragung beteiligt sind, startet mit der Masche, in der das Abtriebsglied des Getriebes enthalten ist. Ist das Abtriebsglied in mehreren Maschen enthalten, muss der Algorithmus mehrfach ausgeführt werden. Für das Übertragungsgetriebe aus Abbildung 4-10 sind dies die Maschen I und III. Bei dem in Abbildung 4-10 dargestellten Führungsgetriebe enthalten die Maschen I, II und III das Abtriebsglied. Die einzelnen Maschen können nun – analog zum

Verfahren zur Detektion starrer Untergruppen – Schritt für Schritt um benachbarte Maschen erweitert werden. Dabei ist für jede Startmasche und deren Erweiterung zu prüfen, ob die Kombination jeweils ein vollständiges Getriebe ergibt. Ein Getriebe ist dann vollständig, wenn es als Führungsgetriebe sowohl das Gestell als auch das Abtriebsglied enthält. Bei Übertragungsgetrieben muss außerdem das Antriebsglied enthalten sein. Für beide Getriebe-typen ist es notwendig, dass die verwendeten Maschen in Summe ein Getriebe mit dem Laufgrad $F = 1$ ergeben. Ist ein Getriebe vollständig ohne alle Maschen zu verwenden, enthält die jeweilige Struktur Assurgruppen, welche keinen Beitrag zur Bewegungsübertragung leisten. Das entsprechende Getriebe ist somit ungültig und muss aussortiert werden. Bei dem Übertragungsgetriebe aus Abbildung 4-10 entsteht durch die Kombination von Masche I mit Masche II bereits ein Getriebe mit dem Laufgrad $F = 1$. Es enthält zudem alle für die Bewegungsübertragung benötigten Gliedtypen. Bei dem Führungsgetriebe ist bereits Masche I ausreichend, um die Bewegung zwischen Gestell und Führungsglied zu übertragen.

Die Überprüfung der Isomorphie eines Graphen mit Knotenfärbung kann analog zum Vorgehen von PUCHETA erfolgen. Dieser definiert den um die Diagonale erweiterten Degree Code – den Diagonally extended Degree Code. Dazu wird der Degree Code aus Gleichung (4.18) um die Diagonale der Matrix und somit die Gliedinformationen erweitert (vgl. [Puc08, S. 27–28]).

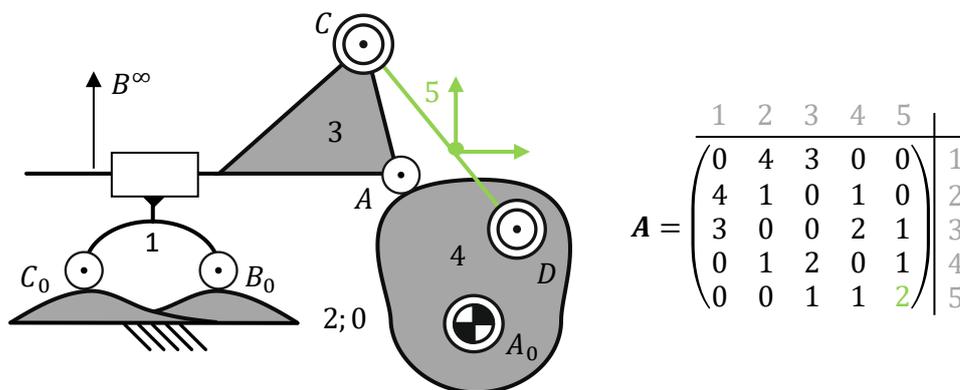
4.2.5 Berücksichtigung der verschiedenen Gelenktypen

Nach der Berücksichtigung unterschiedlicher Gliedtypen, wurden alle Getriebestrukturen synthetisiert, welche Gelenke mit einem und zwei Freiheitsgraden enthalten. Dabei wurde bisher nicht unterschieden, welche Gelenktypen verwendet wurden, ob also beispielsweise ein Gelenk mit einem Gelenkfreiheitsgrad $f_i = 1$ durch ein Dreh- oder Schubgelenk realisiert wird. Diese Variation und somit die Entwicklung aller Getriebe bestehend aus Dreh-, Schub- und Kurvengelenken erfolgt mittels des in diesem Abschnitt beschriebenen Algorithmus. Wie in Abschnitt 4.2.3 beschrieben, können unterschiedliche Gelenktypen innerhalb eines Graphen durch eine Kantenfärbung abgebildet werden. Dazu erhalten die entsprechenden Einträge innerhalb der Nachbarschaftsmatrix, abhängig vom Gelenktyp, unterschiedliche Werte. Die Zuordnung zwischen den Werten und dem Gelenktyp lässt sich Tabelle 4.7 entnehmen. Ein Beispiel für ein synthetisiertes Getriebe, welches alle in Tabelle 4.7 definierten Gelenktypen enthält ist in Abbildung 4-11 dargestellt. Die Nummerierung der Getriebeglieder wurde dabei analog zu den Einträgen in der Nachbarschaftsmatrix \mathbf{A} gewählt.

Tabelle 4.7: Zuordnung zwischen Gelenktyp und Wert in der Nachbarschaftsmatrix A

Gelenktyp	Wert
Keine Gelenkverbindung	0
Drehgelenk	1
Kurvengelenk	2
Schubgelenk	3
Doppelkurvengelenk	4

In diesem Getriebe wird das Gestellglied 2;0 mit dem Getriebeglied 1 direkt über die zwei Kurvengelenke C_0 und B_0 verbunden. Die Repräsentation der direkten Verbindung zweier Getriebeglieder über zwei Gelenke kann innerhalb der Nachbarschaftsmatrix nur über einen Umweg erfolgen, da dort für eine Verbindung zwischen zwei Getriebegliedern nur ein Eintrag zur Repräsentation des entsprechenden Gelenks vorhanden ist. Daher wurde in Tabelle 4.7 das Doppelkurvengelenk als eigener Gelenktyp definiert.

**Abbildung 4-11:** Fünfgliedriges Führungsgetriebe mit unterschiedlichen Gelenktypen

Die Variation der Gelenke mit einem Gelenkfreiheitsgrad erfolgt erneut über Permutation. Ausgehend von einem Getriebe bestehend aus Dreh- und Kurvengelenken, können die Drehgelenke systematisch durch Schubgelenke ersetzt werden. Dabei ist die maximale Anzahl der Schubgelenke innerhalb einer Masche begrenzt (vgl. [Bru85, S. 27; Puc08, S. 34]). PUCHETA definierte beispielsweise die Regel, dass keine Masche mehr als zwei aufeinanderfolgende Schubgelenke aufweisen darf. Dadurch ergibt sich die Formel für die maximale Anzahl an Schubgelenken des Getriebes nach (4.21).

$$s_{\max} = \left\lfloor \frac{2}{3} \cdot \sum f_i \right\rfloor \quad (4.21)$$

Die maximale Anzahl der Schubgelenke s_{\max} innerhalb einer Masche ist demnach durch die Summe ihrer Gelenkfreiheitsgrade f_i begrenzt. Mittels der Gaußklammer wird der aus dem Produkt resultierende Wert auf die nächstkleinere ganze Zahl abgerundet.

Es kann gezeigt werden, dass durch Berücksichtigung der Bedingungen nach PUCHETA ungültige Getriebestrukturen aussortiert werden können. Jedoch ist diese Bedingung nicht hinreichend um alle ungültigen Strukturen zu filtern. Ein Beispiel für eine solche Struktur liefert Abbildung 4-12.

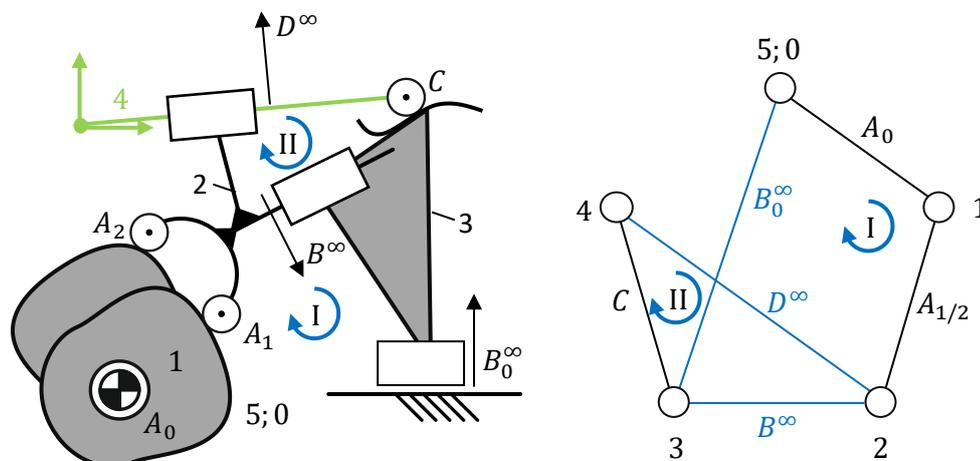


Abbildung 4-12: Gültige Getriebestruktur nach dem Schubgelenkkriterium nach PUCHETA (links) und ihr zugehöriger Graph (rechts)

Die Struktur lässt sich in zwei Maschen gliedern. Sowohl die Masche I bestehend aus den Gelenken B_0^∞ , B^∞ , $A_{1/2}$ und A_0 als auch die Masche II bestehend aus den Gelenken C , B^∞ und D^∞ weisen lediglich zwei aufeinander folgende Schubgelenke auf. Die zuvor genannte Bedingung von PUCHETA ist damit erfüllt. Jedoch kann die Koppel 4 hinsichtlich des Gestells 5;0 ihre relative Orientierung nicht ändern. Das Getriebe ist somit nicht für die Erfüllung von allgemeinen Gliedlagen geeignet. Um solche Getriebe zu detektieren, bedarf es eines angepassten Algorithmus. Im Fall eines Führungsgetriebes wird geprüft, ob ein Pfad zwischen dem Abtriebsglied und dem Gestell vorhanden ist, der lediglich aus Schubgelenken besteht. Im Fall eines Übertragungsgetriebes wird geprüft, ob ein entsprechender Pfad zwischen Antrieb und Abtriebsglied vorhanden ist. Existieren solche Pfade, sind die Getriebe ungültig und werden aussortiert. Durch Permutation können nun bis s_{\max} Drehgelenke durch Schubgelenke ersetzt werden. Dabei ist zu kontrollieren, ob die vorherige Prüfung hinsichtlich der Schubgelenke die Struktur als gültig detektiert.

Neben einer Begrenzung der Schubgelenke ist auch die Definition einer maximalen Anzahl an Kurvengelenken je nach Getriebetyp sinnvoll. Die Besonderheit dieses Gelenktyps besteht darin, dass die Kontur eines Kurvengelenks nahezu beliebig gestaltet werden kann. Pro Kurvengelenk erhält das Getriebe dementsprechend eine freie Gestaltungsmöglichkeit hinsichtlich der Abtriebsbewegung. Das Abtriebsglied von Führungsgetrieben kann in der Ebene drei Freiheitsgrade aufweisen – zwei translatorische und einen rotatorischen Freiheitsgrad. Um die Gestaltungsmöglichkeiten eines Getriebes mit einem Laufgrad $F = 1$ auf einen solchen Freiheitsgrad zu erweitern, sind maximal zwei Kurvengelenke sinnvoll. Analog dazu weist das im Gestell gelagerte Abtriebsglied eines Übertragungsgetriebes lediglich einen antriebsbezogenen Freiheitsgrad auf – drehend oder schiebend – welcher frei gestaltet werden kann. Für Übertragungsgetriebe wird demnach die maximale Anzahl an Kurvengelenken auf eins begrenzt.

Nach dem Schritt der Gelenkvariation sind alle gültigen Getriebestrukturen synthetisiert, welche die gewünschten Eigenschaften nach Tabelle 4.1 aufweisen. Diese Getriebestrukturen müssen nun in einer Datenbank gesammelt und an die KI angebunden werden. Die Eigenschaften der Datenbank sowie ihre Anbindung an die KI wird im folgenden Abschnitt beschrieben.

4.2.6 Erstellung einer Datenbank

Der zuvor beschriebene Algorithmus kann dazu verwendet werden, Getriebe mit beliebiger Gliederzahl zu synthetisieren. Dadurch können theoretisch unendlich viele Getriebestrukturen erstellt werden, die daraufhin von der KI verarbeitet werden können. Da die Synthese der Getriebestrukturen zeitintensiv ist, wird einmal eine begrenzte Zahl an Getriebestrukturen erzeugt und dann persistent in einer Datenbank gespeichert. Durch die persistente Speicherung muss der komplexe Algorithmus nicht bei jedem Getriebeentwurf ausgeführt werden.

Innerhalb dieser Arbeit wurde daher eine relationale Datenbank erstellt. Charakteristisch für diesen Datenbanktyp ist es, dass die Daten in Tabellen strukturiert werden. Die Daten können über ein Datenbankmanagementsystem komfortabel abgefragt werden [Sch07, S. 35]. Dies bringt für das geplante Vorhaben den Vorteil, dass Getriebestrukturen mit speziellen Eigenschaften gezielt der Datenbank entnommen werden können. Zu diesen Eigenschaften gehört beispielsweise der Typ des jeweiligen Getriebes oder die Anzahl der Getriebeglieder. So wurde für diese Arbeit eine Datenbank nach [BA-Fre18] aufgebaut und mit Getriebestrukturen mit bis zu acht Getriebegliedern gefüllt. Die Anzahl der in der Datenbank enthaltenen Strukturen ist in Tabelle 4.8 nach Getriebetyp und Anzahl der Getriebeglieder n aufgeteilt.

Tabelle 4.8: Anzahl der in der Datenbank enthaltenen Getriebestrukturen

	$n = 3$	$n = 4$	$n = 5$	$n = 6$	$n = 7$	$n = 8$	Σ
Führungsgetriebe	3	57	212	9.357	26.286	28.502	64.417
Übertragungsgetriebe	4	10	166	245	15.539	16.705	32.669

In dieser Zusammenstellung wird die hohe Anzahl an Getriebestrukturen deutlich. Die Maßsynthese der gesamten Menge an Getriebestrukturen durch eine KI ist aus diesem Grund zu zeitintensiv. Daher ist es notwendig, analog zum klassischen Syntheseprozess, eine Vorauswahl an Getriebestrukturen zu treffen (vgl. bspw. [BPM17]). Dazu können verschiedene Kriterien verwendet werden, um eine Bewertung der Getriebestrukturen, z. B. nach PAHL/BEITZ [PB13, S. 382–386], vorzunehmen. Die Bewertung bietet die Möglichkeit, über Gewichtungen persönliche oder unternehmensspezifische Anforderungen zu berücksichtigen. Die Kriterien, welche anhand der Getriebestrukturen bewertet werden können, sind die Anzahl der Getriebeglieder sowie Schub- und Kurvengelenke. Diese Eigenschaften haben einen direkten Einfluss auf den Bauraum sowie auf die für die Fertigung des Getriebes anfallenden Kosten.

Die Anbindung an die KI erfolgt nach Abbildung 3-4. Die in der Datenbank gespeicherten Strukturen werden an die KI übergeben. Diese ermittelt anhand der initialen Anforderungen und der Bewegungsaufgabe die geeigneten Getriebestrukturen. Dazu werden Regeln verwendet, welche in Abschnitt 6.1 erläutert werden. Im Anschluss bewertet die KI die ausgewählten Getriebestrukturen anhand der zuvor genannten Kriterien und startet mit der Maßsynthese des präferierten Getriebes.

4.3 Zusammenfassung

Ziel dieses Kapitels war es, die Erstellung und Inhalte einer Strukturdatenbank zu beschreiben, auf welche die künstliche Intelligenz im Getriebeentwurfsprozess zurückgreifen kann. Diese Datenbank muss sowohl Übertragungs- als auch Führungsgetriebe enthalten, welche die in Tabelle 4.1 definierten Eigenschaften aufweisen. Um eine solche Datenbank zu erstellen, musste ein Algorithmus zur Erzeugung der Getriebestrukturen entwickelt werden. Algorithmen zur Erzeugung von Getriebestrukturen mit unterschiedlichen Eigenschaften wurden bereits vielfach entwickelt. Dabei wurde zumeist auf zwei unterschiedliche Ansätze zurückgegriffen – assurgruppenbasierte Ansätze und graphenbasierte Ansätze. Erstere entwickeln Getriebestrukturen durch Erweiterung bestehender Strukturen um Assurgruppen bzw. Baranov

Fachwerke. Die Besonderheit besteht hier darin, dass der Laufgrad einer bestehenden Struktur durch die Erweiterung mit einer Assurgruppe nicht verändert wird. Graphenbasierte Ansätze nutzen wiederum die Graphentheorie zur Entwicklung von Getriebestrukturen. Dabei wird eine Getriebestruktur als Graph abgebildet. Dieser besteht aus Knoten die durch Kanten verbunden sind. In Bezug auf Getriebestrukturen repräsentieren Knoten meistens die Getriebeglieder. Die Kanten des Graphen entsprechen den Gelenken eines Getriebes. Zur Synthese von Getriebestrukturen werden mittels der Graphentheorie zuerst die unterschiedlichen Graphen entwickelt. Anschließend werden anhand der Graphen die entsprechenden Getriebestrukturen abgeleitet. In dieser Arbeit wurde ein graphenbasierter Ansatz zur Erzeugung von Getriebestrukturen gewählt. Da ein assurgruppenbasierter Ansatz zum Erkennen isomorpher Strukturen ebenfalls auf die Graphentheorie zurückgreifen muss, bietet das Vorgehen der systematischen Erweiterung keinen Vorteil bei der Erzeugung einer Strukturdatenbank. Zudem existieren bereits graphenbasierte Ansätze, welche einzelne der in Tabelle 4.1 definierten Eigenschaften berücksichtigen.

Der Algorithmus zur Erzeugung der Strukturdatenbank berücksichtigt – je nach Art des Getriebes – unterschiedliche Gliedfunktionen. Führungsgetriebe bestehen aus dem Gestell, einem Abtriebsglied und Gliedern ohne spezifische Funktion. Übertragungsgetriebe haben darüber hinaus ein Antriebsglied. Nicht jede Anordnung der unterschiedlichen Gliedtypen in einer Getriebestruktur ist aus funktionaler Sicht auch sinnvoll. Neben weiteren Kriterien ist beispielsweise zu beachten, dass alle Getriebeglieder an der Erzeugung der Abtriebsbewegung beteiligt sind. Ist dies nicht der Fall, kann die gleiche Abtriebsbewegung auch mit einem Getriebe mit geringerer Gliederzahl realisiert werden. Bei der Variation der Gelenktypen sind ebenfalls verschiedene Regeln zu beachten, welche vor allem die Anordnung von Schubgelenken betreffen. Eine Verbindung von Abtrieb zu Gestell bzw. Antriebsglied über Gelenkketten, nur bestehend aus Schubgelenken, ist nicht sinnvoll. In diesem Fall könnte keine Orientierungsänderung realisiert werden. Nach dem Aussortieren aller ungültigen Getriebestrukturen, werden die verbleibenden Strukturen in einer Datenbank gespeichert. Für Strukturen mit dem Laufgrad $F = 1$ bestehend aus Dreh-, Schub- und Kurvgelenken mit maximal acht Getriebegliedern ergeben sich beispielsweise insgesamt 64.417 Führungsgetriebe und 32.669 Übertragungsgetriebe. Diese können im Anschluss von der KI ausgelesen und einer Maßsynthese unterzogen werden.

5 Strategie zur Maßsynthese

Neben der Struktursynthese ist die Maßsynthese einer der elementaren Bestandteile des Getriebeentwurfsprozesses (vgl. Abbildung 3-3). Sie beinhaltet die Bestimmung der kinematischen Abmessungen der in der Struktursynthese entwickelten Getriebestrukturen. Zu den kinematischen Abmessungen gehören unter anderem die Längen der Getriebeglieder, die Winkel der Schubachsen von Schubgelenken sowie die Konturen von Kurvengelenken.

In diesem Kapitel wird die entwickelte Maßsynthesestrategie beschrieben. Auf dieser Grundlage werden die kinematischen Abmessungen der in Kapitel 4 synthetisierten Getriebestrukturen zur Erfüllung der in Kapitel 2 definierten Bewegungsaufgaben bestimmt. Dafür muss die Maßsynthesestrategie neben Dreh- und Schubgelenken auch Kurvengelenke berücksichtigen und darüber hinaus auf mehrgliedrige Getriebe anwendbar sein. Um eine solche Synthesestrategie zu entwickeln, werden in Abschnitt 5.1 die aktuellen Maßsyntheseansätze zusammengefasst. Dabei werden Ansätze zur Erfüllung von exakten und approximierten Gliedlagen unterschieden. Neben Gliedlagen werden auch Verfahren zur Erfüllung von Punkten einer Koppelkurve beschrieben. Die Maßsynthese von Kurvengetrieben unterscheidet sich hinsichtlich der Syntheseverfahren stark von den zuvor genannten Ansätzen. Sie ist ebenfalls Gegenstand dieses Kapitels.

Auf Basis dieser bereits bestehenden Ansätze wird im Anschluss ein neues Maßsyntheseverfahren entwickelt, welches in die in Kapitel 3 beschriebene KI integriert werden kann. Die einzelnen Schritte dieses Maßsyntheseverfahrens werden in Abschnitt 5.2 detailliert beschrieben. Weiterführende Optimierungsansätze sind Inhalt von Abschnitt 5.3.

5.1 Aktuelle Ansätze zur Maßsynthese

Um einen Ansatz zur Maßsynthese von Getrieben durch eine KI entwickeln zu können, wird zuerst der Stand der Technik im Bereich der Maßsynthese ebener Gelenkgetriebe mit einem Laufgrad $F = 1$ zusammengefasst. Dabei beschränkt sich die Zusammenfassungen auf Getriebe mit den in Kapitel 4 genannten Eigenschaften und den Synthesevorgaben aus Kapitel 2.

5.1.1 Maßsynthese zur Erfüllung von Gliedlagen

Das Maßsyntheseverfahren, welches in einschlägiger Literatur am häufigsten zu finden ist, ist die Synthese zur Realisierung von Gliedlagen. Diese Gliedlagen, bestehend jeweils aus einer Positions- und einer Orientierungsvorgabe, können dabei entweder exakt erreicht oder approximiert werden. Die Zusammenstellung der dazu entwickelten Verfahren basiert teilweise auf [MA-Zum17] und ist Inhalt dieses Abschnittes.

5.1.1.1 Maßsynthese zur Erfüllung von exakten Gliedlagen

Seit den grafischen Ausarbeitungen von BURMESTER zur Kreis- und Mittelpunktkurve Ende des 19. Jahrhunderts in [Bur88] wurden die unter burmestersche Theorie bekannten Verfahren fortlaufend modifiziert und zur Getriebesynthese verwendet. Der Grundgedanke dieser Theorie blieb dabei zumeist unverändert und wird in der Folge mit den in Abbildung 5-1 dargestellten Elementen beschrieben.

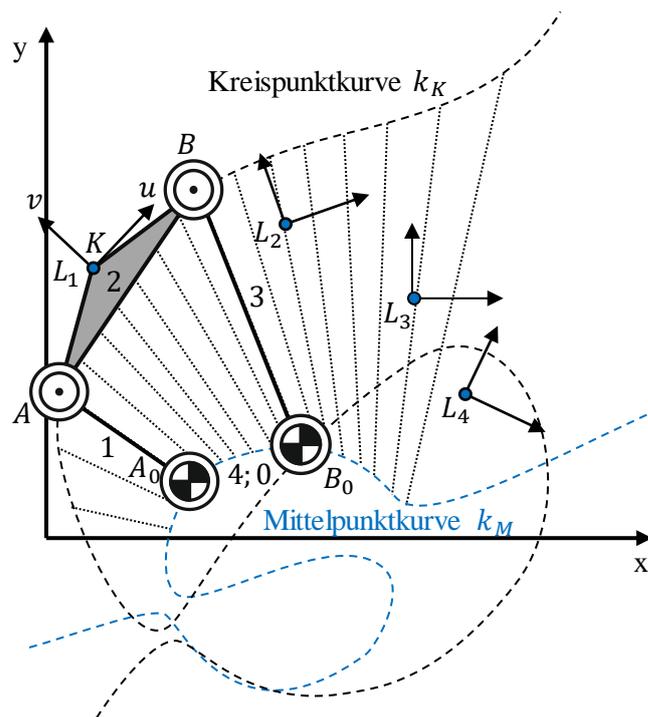


Abbildung 5-1: Kreis- und Mittelpunktkurven der burmesterschen Theorie nach [KCH15, S. 150]

Das Prinzip der burmesterschen Theorie besteht darin, einen Lenker konstanter Länge zu finden, welcher zwei Ebenen verbindet und diese durch bis zu maximal fünf exakte Lagenvorgaben führt. In dem in Abbildung 5-1 dargestellten viergliedrigen Getriebe verbinden

die beiden Lenker A_0A und B_0B die Koppellebene 2 und die Gestellebene 4;0 so miteinander, dass der Koppelpunkt K des Getriebes durch die vier Lagen L_1 bis L_4 geführt wird.

Ein möglicher Schritt zur Synthese eines Lenkers mit solchen Eigenschaften ist die Konstruktion der Kreis- und Mittelpunktkurve nach BURMESTER. Die Kreispunktkurve k_K ist dabei die Kurve, auf der das mitbewegte Gelenk zur Erfüllung der Aufgabe liegen muss. Jedem dieser Kreispunkte ist ein Punkt auf der Mittelpunktkurve k_M zugeordnet. Wird das gestellfeste Gelenk an entsprechender Stelle gewählt, werden die Anforderungen an den Lenker erfüllt.

Neben der von Burmester entwickelten grafischen Konstruktion der Kreis- und Mittelpunktkurven besteht auch die Möglichkeit, die sogenannte Genauagensynthese rechnergestützt durchzuführen. Beispiele solcher Ansätze für viergliedrige Getriebe liefern u. a. [Bra80, S. 15–18; DBF83; MM97; AAC02; HZ02; BCC07; MRS07; MS11, S. 94–97; SVL14; MHH17].

Zur Maßsynthese mehrgliedriger Getriebe kann es ebenfalls sinnvoll sein, die burmestersche Theorie zu verwenden. An der RWTH Aachen wurden beispielsweise in unterschiedlichen, aufeinander aufbauenden Dissertationsschriften Strategien entwickelt, mehrgliedrige Getriebe aus Lenkern und Getriebegruppen höherer Gliederzahl teilweise über Homotopieverfahren zu synthetisieren (vgl. [Gau79; Abe85; Sch99a; Sto05]). Die burmestersche Theorie findet dabei in der Auslegung der Lenker ihre Anwendung. Mit diesen Strategien können neben sechsgliedrigen Getrieben auch einige achtgliedrige Drehgelenkgetriebe synthetisiert werden.

Neben diesen Ansätzen beschreiben die Arbeiten von SOH und MCCARTHY eine andere Vorgehensweise zur Getriebesynthese. Sie basieren ebenfalls auf der burmesterschen Theorie. In ihrer Synthesestrategie erweitern sie Gelenkketten um verschiedene Synthesebausteine zu komplexen Getrieben. Abbildung 5-2 zeigt das grundlegende Vorgehen. Der erste Schritt der Strategie basiert auf der Vorgabe einer Gelenkkette bestehend aus drei Gelenken. Diese Gelenkkette kann nun sukzessive durch Lenker erweitert werden. Je nach Wahl der Ziel- und Ausgangsebene des Lenkers entstehen unterschiedliche wattsche und stephensonsche Getriebe. Dieses Verfahren kann auf sechsgliedrige Getriebe angewendet werden (vgl. [GJ08; SM08; MS11, S. 125–130; ZMA17]). In abgewandelter Form ist eine Anwendung auf Getriebe mit acht und mehr Getriebegliedern ebenfalls möglich (vgl. [SM07; BJ15; SM15a; SM15b; SM16]). Neben diesen Ansätzen verfolgt MCCARTHY analog zu den zuvor genannten Methoden der RWTH Aachen die Maßsynthese ebener Getriebe mittels Homotopieverfahren [GM19].

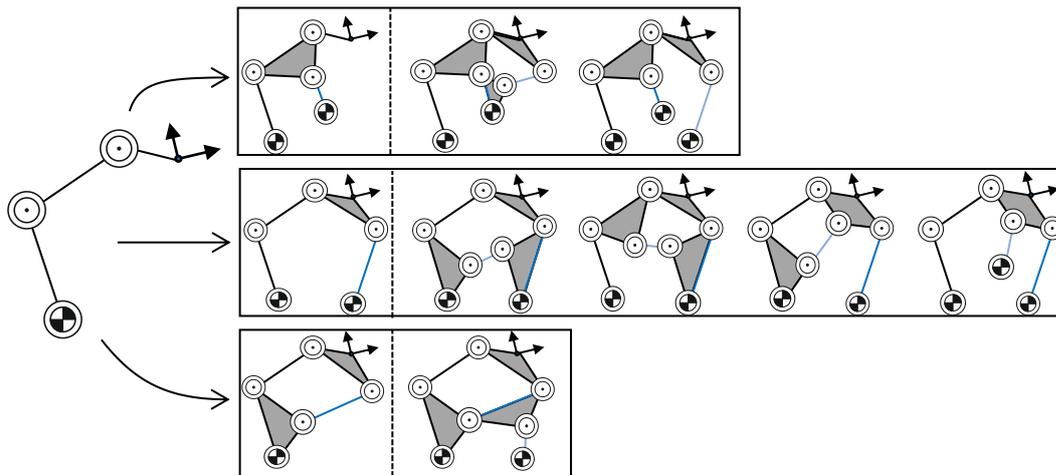


Abbildung 5-2: Synthesevorgehen nach McCarthy für sechsgliedrige Getriebe

Einen ähnlichen modularen Ansatz verfolgt WOHLBERG in [Woh01]. Genau wie bei dem Ansatz von SOH und MCCARTHY können verschiedene Synthesemodule kombiniert werden, um komplexe Mechanismen zu synthetisieren. Diese sogenannten Bearbeitungsschritte werden zu einer Bearbeitungsstrategie kombiniert [HBC14]. Dadurch kann der iterative Getriebeentwurfsprozess teilautomatisiert und interaktiv durchlaufen werden. Auch in dem Ansatz von WOHLBERG basieren die Module zur Synthese auf der burmesterschen Theorie (vgl. [Woh01, S. 23–29]). Eine weitere Möglichkeit eines modulbasierten Ansatzes zeigt HEINRICH in [Hei18]. Innerhalb dieses Ansatzes können Synthesemodule zur burmesterschen Lagensynthese sowie zur Totlagensynthese in einer Strategie kombiniert werden. Parallel dazu kann ein modulbasiertes Analysemodell des Getriebes aufgestellt werden, welches parametrisierte Trägheitsinformationen der Getriebeglieder enthält. Durch die Kombination des parametrisierten Analysemodells mit der Synthesestrategie können innerhalb einer multikriteriellen Optimierung die kinematischen Kenngrößen des Getriebes verbessert werden.

Nicht alle Maßsyntheverfahren zur Erfüllung von Gliedlagen lassen sich auf die burmestersche Theorie zurückführen. ERDMAN et al. sowie PUCHETA stellen beispielsweise Gleichungssysteme mittels Maschengleichungen auf (vgl. [ESK01, S. 559–565; Puc08, S. 59–67]). Das Verfahren nutzt den Effekt, dass sich innerhalb einer Masche – sollten nur Drehgelenke enthalten sein – der Abstand zwischen den Gelenken nicht ändert. Wird für jede Lagenvorgabe die Maschengleichung aufgestellt, kann diese Bedingung dazu verwendet werden, die gesuchten kinematischen Parameter zu ermitteln. Dieses Vorgehen lässt sich sowohl auf viergliedrige als auch auf höhregliedrige Getriebe anwenden.

5.1.1.2 Maßsynthese zur Erfüllung von exakten und approximierten Gliedlagen

Ist eine Approximation der Lagenvorgaben ausreichend, bieten sich neue Möglichkeiten der Lagensynthese. HAGEDORN et al. beschreiben in [HTR09, S. 194–198] ein solches Vorgehen. Bei diesem Vorgehen zur kinematischen Optimierung können mehrere Lagevorgaben berücksichtigt werden, sodass ein kontinuierlicher Sollverlauf bei möglichst geringer Lagenabweichung realisiert werden kann. Die Lagen des Sollverlaufs werden damit approximiert.

Dieses Vorgehen berücksichtigt noch nicht die Kombination von exakten und approximierten Lagevorgaben. Einen solchen Ansatz entwickelten beispielsweise HOLTE et al. in [HCE00]. Innerhalb dieses Ansatzes werden viergliedrige Getriebe zur Erfüllung von zwei exakten Lagevorgaben und einer beliebigen Anzahl approximierter Lagen synthetisiert. Durch die Kombination der beiden exakten Lagenvorgaben mit jeweils zwei approximierten Lagen wird ein Lösungsraum aufgespannt. Aus diesem Lösungsraum können interaktiv passende Lenker ausgewählt werden.

Eine Lösung für die Vorgabe von zwei exakten und einer beliebigen Anzahl an approximierten Lagen für viergliedrige Getriebe bietet LAROCHELLE in [Lar15]. In diesem Ansatz wird durch beliebige Auswahl eines Koppelgelenks das Gestellgelenk eines Lenkers ermittelt. Sind zwei Lagen exakt vorgegeben und die Koppelgelenke bekannt, muss das Gestellgelenk auf der Mittelsenkrechten zwischen den Koppelgelenken der beiden exakten Gliedlagen liegen. Mit einer approximierten Lage kann nun auf dieser Geraden der entsprechende Kreismittelpunkt bestimmt werden. Mehrere approximierte Lagen führen dementsprechend zu mehreren Kreismittelpunkten, welche im Anschluss gemittelt werden. Die Mittelung ergibt die finale Position des gesuchten Gestellgelenks. In [SL15], einer späteren Veröffentlichung von SUDRAM und LAROCHELLE wird die zuvor genannte frei wählbare Position des Koppelgelenks durch einen Optimierungsalgorithmus vorgenommen. In allen der zuvor genannten Ansätze wird, basierend auf der Kreismittelpunktsuche bzw. der burmesterschen Theorie, der Lösungsraum mit Hilfe der exakten Lagevorgaben eingeschränkt. Die freien Parameter werden dann mittels der approximierten Lagen optimiert.

5.1.2 Maßsynthese zur Erfüllung von Punkten einer Koppelkurve

Im Gegensatz zu den zahlreichen Syntheseverfahren zur Erfüllung exakter und approximierter Gliedlagen, sind Verfahren zur Erfüllung von Punkten einer Koppelkurve weniger verbreitet.

Bei diesen Ansätzen muss zwischen der Vorgabe von antriebsbezogenen und nicht-antriebsbezogenen Punkten einer Koppelkurve unterschieden werden.

Bei antriebsbezogenen Vorgaben wird neben der Koordinate des Koppelpunktes auch der dazugehörige Antriebswinkel vorgegeben. Eine solche Vorgabe führt bei der Synthese eines Lenkers zu einem ähnlichen Gleichungssystem wie die burmestersche Theorie [Bra80, S. 53–54]. Da diese Theorie bereits Teil von Abschnitt 5.1.1 war, wird im Folgenden lediglich auf die nicht-antriebsbezogene Vorgabe von Punkten einer Koppelkurve eingegangen.

Die nicht-antriebsbezogene Vorgabe von Punkten einer Koppelkurve beinhaltet im Vergleich zur Vorgabe von Gliedlagen weniger Informationen, da keine Aussage über den Koppelwinkel getroffen wird. Dementsprechend sind für ein ebenes viergliedriges Getriebe nicht nur fünf Vorgaben wie bei der Lagensynthese möglich, vielmehr können theoretisch bis zu neun Punkte einer Koppelkurve vorgegeben werden. Mittels dieser neun Vorgaben können acht Gleichungen für die Lagendifferenzen der Getriebeglieder zwischen zwei Vorgabepunkten beschrieben werden. Die Parameter zur Beschreibung der Lagendifferenzen sind in Abbildung 5-3 dargestellt.

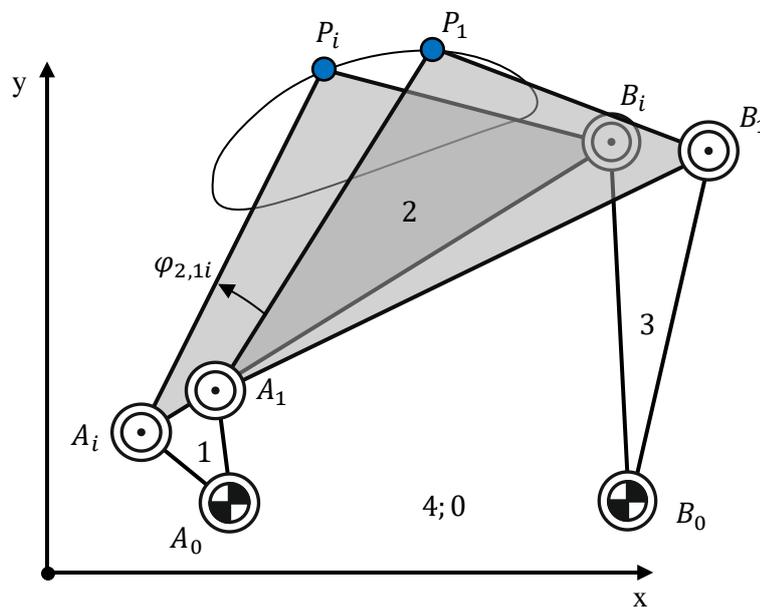


Abbildung 5-3: Parameter eines viergliedrigen Getriebes zur Betrachtung von Lagendifferenzen

Über den Winkel $\varphi_{2,1i}$ wird die Verdrehung des Koppelgliedes beschrieben, die innerhalb der Bewegung von Punktvorgabe P_1 zu Punktvorgabe P_i vom Koppelglied 2 durchgeführt wird. Mittels dieses Winkels kann dann die Lage von A_i und B_i über Gleichung (5.1) in Abhängigkeit der Punktvorgaben berechnet werden.

$$\begin{pmatrix} x_{P_i} - x_{A_i/B_i} \\ y_{P_i} - y_{A_i/B_i} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos(\varphi_{2,1i}) & -\sin(\varphi_{2,1i}) \\ \sin(\varphi_{2,1i}) & \cos(\varphi_{2,1i}) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_{P_1} - x_{A_i/B_1} \\ y_{P_1} - y_{A_i/B_1} \end{pmatrix} \quad (5.1)$$

Aus Bedingung (5.2) lässt sich ableiten, dass sich die Längen der Getriebeglieder 1 und 3 während der Bewegung nicht ändern können. Mit dieser Bedingung kann Gleichung (5.1) so umgeformt werden, dass der Winkel $\varphi_{2,1i}$ eliminiert wird.

$$(x_{A_i/B_i} - x_{A_0/B_0})^2 + (y_{A_i/B_i} - y_{A_0/B_0})^2 = (x_{A_1/B_1} - x_{A_0/B_0})^2 + (y_{A_1/B_1} - y_{A_0/B_0})^2 \quad (5.2)$$

Neun Punktvorgaben führen zu acht Polynomgleichungen vom Grad 7 mit denen die acht unbekanntenen Größen der Gelenkpositionen bestimmt werden können. Die detaillierte Vorgehensweise kann beispielsweise [Sch99a, S. 70–73] entnommen werden.

In [NM16] werden ebenfalls Relativlagen der Getriebeglieder zur Lösung des Syntheseproblems verwendet – in diesem Fall für ein sechsgliedriges Koppelgetriebe. Im Gegensatz zu dem zuvor beschriebenen Ansatz werden Maschengleichungen aufgestellt, um die freien Parameter des sechsgliedrigen Getriebes numerisch zu bestimmen. In [RF63] werden die Lagedifferenzen dazu verwendet, ein fünfgliedriges Getriebe zu synthetisieren, dessen im Gestell gelagerte Getriebeglieder über Zahnräder gekoppelt sind.

Ein etwas anderer Ansatz wird in [CDF10] und [CH07] verfolgt. Hier wird das Gleichungssystem nicht mittels der Relativlagen von Getriebegliedern beschrieben. Getriebeglieder werden durch Federn modelliert. Die Dehnungsenergie der Getriebeglieder wird anschließend für die verschiedenen Punktvorgaben minimiert. Durch diese numerische Optimierung kann ein Getriebe synthetisiert werden, welches die Punktvorgaben hinreichend genau erfüllt.

Der kurze Überblick über Verfahren zur Getriebesynthese mittels Vorgabe von Punkten einer Koppelkurve zeigt bereits, dass diese Problematik nur numerisch gelöst werden kann. Die Ansätze unterscheiden sich in der Formulierung des Problems und im verwendeten Lösungsverfahren. Ein Ansatz zur analytischen Synthese durch Vorgabe von Punkten und zeitgleicher Vorgabe von Gliedlagen wurde in [MA-Hör16] entwickelt und unter [MHH17] veröffentlicht. Es wird gezeigt, dass eine analytische Lösung zur Synthese eines viergliedrigen Getriebes genau dann möglich ist, wenn einer der Lenker mit Hilfe der burmesterschen Theorie analytisch bestimmt werden kann. Wurde dieser Lenker bestimmt, können die Koppelwinkel in den Punktvorgaben ermittelt werden. Der zweite Lenker kann dann ebenfalls mit der burmesterschen Theorie berechnet werden. Für den Fall, dass kein Lenker analytisch

synthetisiert werden kann, skizziert [MHH17] einen numerischen Ansatz zur Lösung bei gleichzeitiger Vorgabe von Lagen und Punkten einer Koppelkurve.

5.1.3 Maßsynthese von Getrieben mit Kurvengelenken

Getriebe mit Kurvengelenken können nahezu jede Bewegungsvorgabe realisieren, da die Kurvenkontur – unter Einhaltung gewisser Randbedingungen – frei gewählt werden kann. Häufig finden Kurvengetriebe ihre Anwendung in der Realisierung von Übertragungsaufgaben. Das Vorgehen zur Synthese solcher Kurvengetriebe kann zahlreichen Lehrbüchern entnommen werden (s. [HTR09, S. 118–154; FGS15, S. 227–247; KCH15, S. 163–182]).

Grundsätzlich lässt sich der Syntheseprozess in drei elementare Schritte gliedern:

1. Definition der Bewegungsaufgabe des Abtriebes
2. Bestimmung der kinematischen Hauptabmessungen
3. Ermittlung der Kurvenkontur der Kurvenscheiben

Abbildung 5-4 visualisiert diese elementaren Schritte. Das Ergebnis eines jeden Schrittes wird dabei farbig markiert dargestellt.

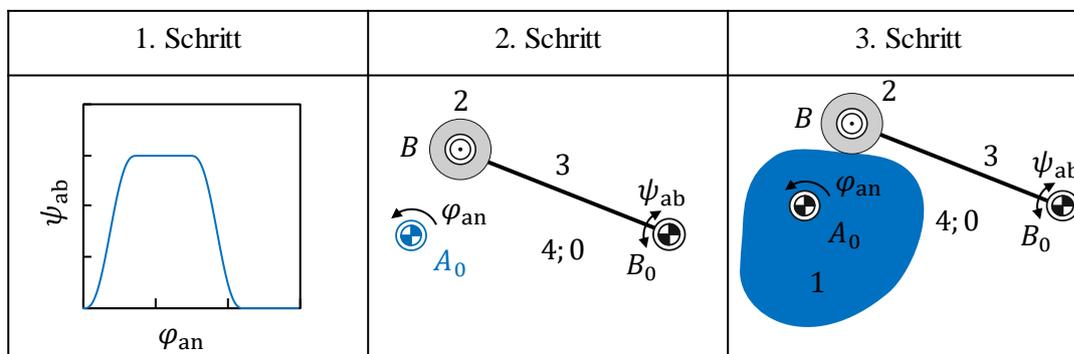


Abbildung 5-4: Notwendige Schritte zur Synthese von Kurvengetrieben

Der erste Schritt im Syntheseprozess von Kurvengetrieben besteht in der Definition der Bewegungsaufgabe des Abtriebs. Die Möglichkeiten zur Definition von Bewegungsaufgaben für Übertragungs- als auch für Führungsgetriebe kann in hinreichender Form Kapitel 2 entnommen werden und wird daher an dieser Stelle nicht erneut erörtert.

Die kinematischen Hauptabmessungen, welche im zweiten Schritt bestimmt werden, haben Einfluss auf verschiedene Eigenschaften des Getriebes. So beeinflussen sie unter anderem den Bauraum und die Lauffähigkeit bzw. Laufgüte des Getriebes sowie die Wälzpressung im Kurvengelenk. Verfahren zur gezielten Festlegung der kinematischen Hauptabmessungen sind

beispielsweise das Hodographenverfahren und das Verfahren nach FLOCKE. Beide Verfahren nutzen die Relativ- und Absolutgeschwindigkeiten, um den Kurvenscheibendrehpunkt A_0 auf Basis des minimal erlaubten Übertragungswinkels zu bestimmen (vgl. [KCH15, S. 169–174; VDI2142-1; MHH19a]).

Die Realisierung der Bewegungsaufgabe findet in Schritt 3 statt. Hier wird die Kurvenkontur auf Basis der Bewegungsvorgabe synthetisiert. Die erforderlichen Berechnungen werden in [VDI2142-2] für die häufigsten Arten der Eingriffsglieder innerhalb von Modulen zusammengefasst. Dazu zählen sowohl flache Eingriffsglieder in Form von Tellerstößeln oder Tellerhebeln als auch – wie in Abbildung 5-4 zu sehen – kreisförmige Eingriffsglieder mit beispielsweise Rollen. Diese Module berechnen, ausgehend von der vorgegebenen Bewegung des Eingriffsgliedes und der Bewegung der Kurvenscheibe, die notwendige Kurvenkontur mit Hilfe komplexer Zahlen. Als Beispiel aus [VDI2142-2] wird im Folgenden das Modul zur Berechnung der Kurvenkontur für kreisförmige Eingriffsglieder beschrieben. Grundlage der Beschreibung ist Abbildung 5-5.

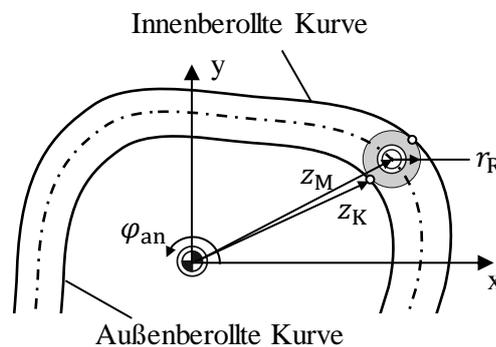


Abbildung 5-5: Geometrische Größen zur Berechnung der Kurvenkontur bei kreisförmigen Eingriffsgliedern

Zur Berechnung der Kurvenkontur z_K einer Kurvenscheibe wird unter anderem die Rollenmittelpunktbahn z_M sowie deren Ableitung z'_M bezüglich des Kurvendrehwinkels φ_{an} benötigt. Letztere kann nach Gleichung (5.3) bestimmt werden.

$$z'_M = \frac{dz_M}{d\varphi_{an}} = \frac{dz_M}{dt} \cdot \frac{dt}{d\varphi_{an}} = \dot{z}_M \cdot \frac{1}{\dot{\varphi}_{an}} \quad (5.3)$$

Des Weiteren ist zur Berechnung der Kurvenkontur, der Radius r_R des kreisförmigen Eingriffsgliedes sowie die Unterscheidung zwischen innen- und außenberollter Kurvenkontur σ_B notwendig. Der Parameter σ_B kann je nach Art der Kurvenkontur die Werte +1 bzw. –1

annehmen. Der formelle Zusammenhang zur Berechnung der Kurvenkontur ist in Gleichung (5.4) gegeben.

$$z_K = z_M + \sigma_B \cdot r_R \frac{z'_M}{|z'_M|} \cdot i \quad (5.4)$$

Die Berechnung weiterer Kurveneigenschaften wie beispielsweise die Krümmung der Kurvenkontur oder der Übertragungswinkel des Kurvengelenks kann ebenfalls mittels komplexer Zahlen erfolgen und ist in [VDI2142-2] detailliert beschrieben.

5.2 Entwicklung einer Maßsynthesestrategie

Wie im vorherigen Abschnitt beschrieben, existiert bereits eine Vielzahl an Methoden zur Maßsynthese ebener Getriebe. Auch wenn manche der zuvor genannten Ansätze bereits für die Synthese komplexer Getriebe geeignet sind, können mit diesen Ansätzen nur wenige der in Kapitel 4 entwickelten Getriebe synthetisiert werden. Einen Ansatz zu entwickeln, mit dem ein Großteil der Strukturen aus der Datenbank vollautomatisiert synthetisiert werden kann, ist das gesetzte Ziel dieses Abschnittes. Um dieses Ziel zu verwirklichen, wird das in Abbildung 5-6 skizzierte Vorgehen verfolgt.

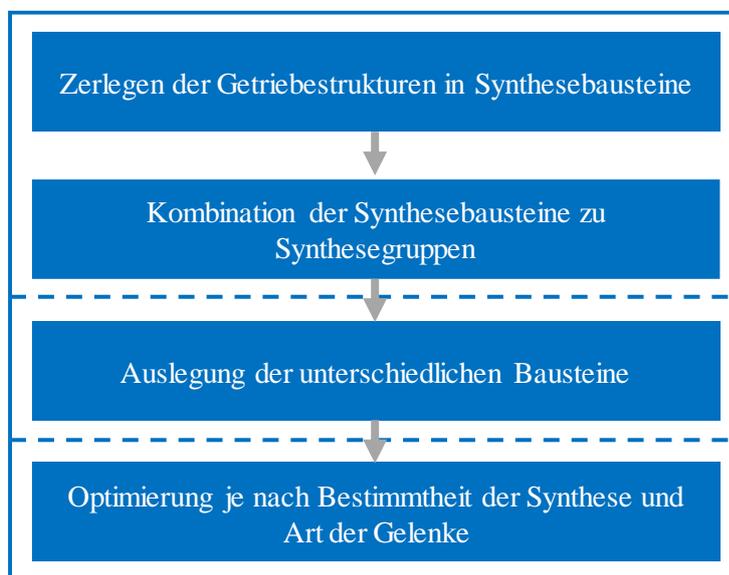


Abbildung 5-6: Strategie zur vollautomatisierten Maßsynthese ebener Getriebestrukturen

Zum Verständnis der in Abbildung 5-6 enthaltenen Begrifflichkeiten, liefert Tabelle 5.1 die entsprechenden Definitionen.

Tabelle 5.1: Definitionen der für die Synthesestrategie relevanten Begrifflichkeiten

Begriff	Definition
Synthesebaustein	Ein Synthesebaustein ist ein Pfad im Graphen einer Getriebestruktur, für den modulare Algorithmen zur Synthese entwickelt werden können. Dieser Pfad verbindet immer zwei Getriebeglieder miteinander, deren Lageinformationen entweder durch die Syntheseaufgabe bekannt sind oder innerhalb der Synthese ermittelt wurden.
Synthesegruppe	Eine Synthesegruppe ist eine Zusammenstellung unterschiedlicher Synthesebausteine. Synthesebausteine gehören zur selben Synthesegruppe, wenn sie gemeinsame Getriebeglieder aufweisen, deren Lageinformationen nicht aufgrund der Syntheseaufgabe bekannt sind.

Im ersten Schritt der Strategie zur vollautomatisierten Maßsynthese wird die Getriebestruktur in ihre unabhängigen Synthesebausteine zerlegt. Synthesebausteine sind dabei Ketten bzw. Pfade aus mindestens zwei Dreh- oder Schubgelenken bzw. einem Kurvengelenk. Für jeden dieser Bausteine ist es notwendig, Auslegungsverfahren zu entwickeln. Dabei ist zu beachten, dass Synthesebausteine zu unterschiedlichen Synthesegruppen kombiniert werden können. Die Maßsynthese jeder Synthesegruppe ist dabei nur von der Bewegungsaufgabe selbst abhängig. Je nachdem, welche Getriebestruktur verwendet wird und wie die jeweilige Bewegungsaufgabe aufgebaut ist, ist eine Optimierung der Struktur hinsichtlich verschiedener Kriterien möglich. Das detaillierte Vorgehen der genannten Schritte wird in den folgenden Abschnitten beschrieben.

5.2.1 Analyse und Zerlegung der Getriebestrukturen

Um die hohe Anzahl unterschiedlichster Strukturen mit Hilfe weniger Methoden auslegen zu können, müssen die Strukturen in kleine, wiederkehrende Bestandteile zerlegt werden – diese sollen im Folgenden Synthesebausteine genannt werden. Für diese wiederkehrenden Elemente können dann modulare Lösungsverfahren entwickelt werden, mittels derer die entsprechenden in der Maßsynthese gesuchten Größen bestimmt werden können. Innerhalb dieses Abschnittes wird beschrieben, nach welchem Vorgehen diese Synthesebausteine automatisiert gefunden werden können. Des Weiteren wird erläutert, welche Bedingungen erfüllt sein müssen, um Synthesebausteine in unterschiedliche, voneinander unabhängige Synthesegruppen einzuteilen.

5.2.1.1 Zerlegen der Getriebestrukturen in Synthesebausteine

Um die gesuchten Synthesebausteine einer Getriebestruktur zu ermitteln, muss der automatisierte Algorithmus innerhalb dieser Struktur immer den kritischen Pfad zwischen zwei

Getriebegliedern suchen, deren Bewegungsinformationen bekannt sind. Der kritische Pfad zeichnet sich dadurch aus, dass er die Bewegung zwischen zwei Getriebegliedern (Startglied und Endglied) am ehesten einschränkt. Das Vorgehen soll beispielhaft anhand des in Abbildung 5-7 dargestellten Führungsgetriebes und seines zugehörigen Graphen beschrieben werden.

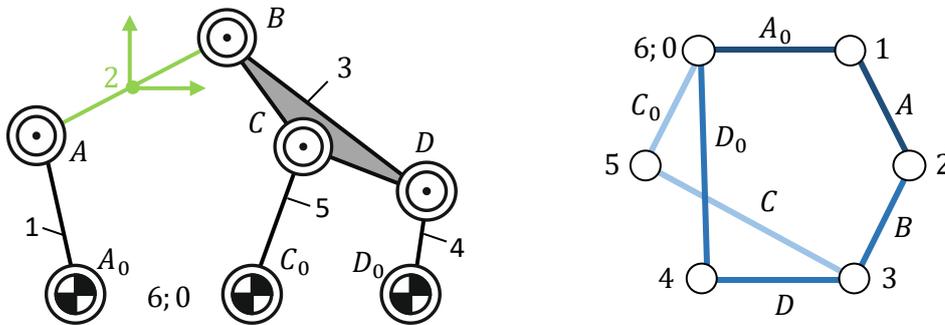


Abbildung 5-7: Getriebe (links) und Graphen (rechts) zur Detektion von Synthesebausteinen

Führungsaufgaben beschreiben die Position bzw. Lage des Abtriebsgliedes relativ zum Gestell. Da das Gestell seine absolute Lage während der Bewegung des Mechanismus nicht verändert, sind von beiden Getriebegliedern die Bewegungsinformationen bekannt. In einem ersten Schritt muss demnach der kritische Pfad zwischen Abtriebsglied 2 und Gestell 6;0 gefunden werden. In dem Beispielgetriebe aus Abbildung 5-7 ist dies die Verbindung über die Gelenke A_0A . Das Abtriebsglied dieser zweigelenkigen Verbindung kann lediglich durch fünf exakt vorgegebene Lagen geführt werden (vgl. Abschnitt 5.1.1).

Dieser kritische Pfad bildet den ersten Synthesebaustein des Beispielgetriebes und ist somit mittels eines Maßsyntheverfahrens auszulegen. Nach einer solchen Synthese stehen die Abmessungen der Getriebeglieder fest und es können die Lageinformationen von Glied 1 berechnet werden. Der nächste kritische Pfad ist demnach eine Verbindung zwischen den Gliedern 1 und 2 sowie dem Gestell 6;0. Da über den ersten Synthesebaustein die kinematischen Parameter von Gelenk A_0 und A bereits bestimmt wurden, darf der nächste kritische Pfad diese Gelenke nicht beinhalten. Somit stehen die Pfade über die Gelenke BCC_0 sowie BDD_0 zur Auswahl. Beide Ketten sind gleich lang und bestehen aus jeweils drei Drehgelenken. Eine solche Kette erlaubt eine beliebige Bewegung zwischen dem Anfangsglied und dem Endglied der Kette. Da beide Pfade gleich lang sind, ist es für die Maßsynthese nicht relevant, welcher dieser Pfade als nächster Synthesebaustein ausgewählt wird. An dieser Stelle fällt die Wahl auf den Pfad mit den Gelenken BDD_0 . Nach der Synthese dieses Pfades können die Lageinformationen von den Getriebegliedern 3 und 4 ermittelt werden, da sie Bestandteil eines

bereits synthetisierten Bausteins sind. Der letzte kritische Pfad beinhaltet die verbleibenden Gelenke C und C_0 . Durch diese Einteilung entstehen demnach drei Synthesebausteine – zwei Bausteine bestehend aus jeweils zwei Drehgelenken und einen Baustein bestehend aus drei Drehgelenken, welche innerhalb des Graphen farblich gekennzeichnet sind. Für jeden dieser Bausteine muss ein automatisiertes Verfahren zur Maßsynthese entwickelt werden, welche später in einer Synthesestrategie durch die KI zusammengefügt werden.

Sind neben den in Abbildung 5-7 dargestellten Drehgelenken auch andere Gelenktypen vorhanden, ist eine Wahl des kritischen Pfades nicht mehr ausschließlich aufgrund seiner maximalen Länge möglich. Das Vorgehen bei einem solchen Getriebe soll anhand des Getriebes aus Abbildung 5-8 erläutert werden.

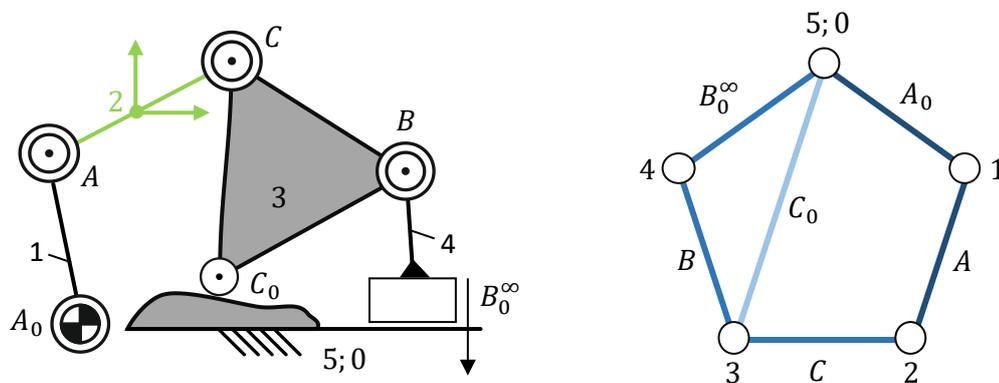


Abbildung 5-8: Detektion von Synthesebausteinen mit unterschiedlichen Gelenktypen

Auch bei diesem Getriebe sind Lageinformationen vom Gestell 5;0 und dem Abtriebsglied 2 aufgrund der Führungsaufgabe bekannt. Zwischen beiden Getriebegliedern können insgesamt drei unterschiedliche Pfade ermittelt werden. Zwei Pfade enthalten jeweils zwei Gelenke (A_0A sowie C_0C). Der Pfad $B_0^\infty BC$ enthält drei Gelenke. Somit haben zwei Pfade die kürzeste Länge und weisen zwei Gelenke auf. Es ist jedoch lediglich die Wahl von A_0A als kritischer Pfad sinnvoll. Die Verbindung C_0C besteht aus einem Drehgelenk und einem Kurvengelenk. Im Gegensatz zur Verbindung über die Gelenke AA_0 schränkt sie die Bewegung zwischen dem Gestell und dem Abtriebsglied nicht ein und ist daher vorerst nicht als kritischer Pfad zu wählen.

Nachdem die Wahl der Kette A_0A als erstem kritischen Pfad und Synthesebaustein getroffen wurde, besteht die Wahl zwischen den Verbindungen C_0C und $B_0^\infty BC$ als zweiten kritischen Pfad und somit als zweiten Synthesebaustein. Beide Verbindungen beschränken die Bewegung zwischen dem Abtriebsglied 2 und dem Gestell nicht. Trotz der größeren Länge der Kette $B_0^\infty BC$ gegenüber der Kette C_0C ist diese als nächster kritischer Pfad zu wählen. Dies lässt sich

damit begründen, dass ein einzelnes Kurvengelenk die Bewegung zwischen seinen entsprechenden Getriebegliedern ebenfalls nicht einschränkt.

Wird die Kette $B_0^\infty BC$ als zweiter Synthesebaustein gewählt, besteht der dritte Synthesebaustein aus dem Kurvengelenk C_0 . Wäre zuvor die Wahl auf den Pfad C_0C gefallen, würde der letzte kritische Pfad aus den Gelenken $B_0^\infty B$ bestehen. Eine solche Kette erlaubt lediglich die Erfüllung von bis zu vier exakten Lagen. Die zuvor gewählten Bausteine sind damit besser geeignet, um eine Führungsaufgabe mit dem geplanten Syntheseverfahren zu erfüllen, da in diesem Fall die Bewegung lediglich durch den ersten Pfad bestehend aus zwei Drehgelenken beschränkt wird.

Das Ziel ist demnach, die Getriebestruktur in Pfade bzw. Synthesebausteine zu zerlegen, welche die Bewegung möglichst wenig beschränken und alle Gelenke insgesamt einmal beinhalten. Um dieses Ziel zu erreichen, muss ein entsprechender Algorithmus entwickelt werden. Eine Berücksichtigung der unterschiedlichen Gelenktypen bei der automatisierten Zerlegung der Getriebestruktur in Synthesebausteine bzw. kritische Pfade kann beispielsweise mittels eines Graphen mit gewichteten Kanten erfolgen. Bei kantengewichteten Graphen weist jede Kante e – sprich bei Getriebestrukturen jedes Gelenk – eine Gewichtung f_W in Form einer reellen Zahl auf. Mittels dieser Kantengewichtung kann die Kostenfunktion k_P aufgestellt werden, um entlang eines Pfades P von einem Knoten zu einem anderen Knoten zu gelangen. Jeder Synthesebaustein hat dementsprechend eine Kostenfunktion – je weniger die Verbindung die Maßsynthese einschränkt, desto höher die Kostenfunktion k_P nach Gleichung (5.5).

$$k_P = \sum_{e \in P} f_W(e) \rightarrow \min! \quad (5.5)$$

Effektive Suchalgorithmen, wie beispielsweise der Dijkstra Algorithmus, sind dafür ausgelegt den kürzesten Pfad P zwischen zwei Knoten bzw. den Pfad mit der geringsten Kostenfunktion k_P zu ermitteln [Man19, S. 17–19]. Mittels einer geeigneten Wahl der Kantengewichtungen in Abhängigkeit der in den Strukturen enthaltenen Gelenktypen können demnach diese effektiven Suchalgorithmen genutzt werden, um für die Synthese den nächsten kritischen Pfad und somit den nächsten Synthesebaustein zu ermitteln.

Eine geeignete Kantengewichtung führt dazu, dass Pfade mit vielen Schubgelenken gegenüber Pfaden mit vielen Drehgelenken und gleicher Länge bevorzugt werden, also eine geringere Kostenfunktion aufweisen. Dies lässt sich damit begründen, dass Schubgelenke für die

Erfüllung von Lagebeziehungen kritischer sind. Zum einen erlaubt ein Pfad bestehend aus einem Schubgelenk und einem Drehgelenk nur die Vorgabe von vier Lagen. Zum anderen sind Pfade, welche komplett aus Schubgelenken bestehen, ungeeignet zur Erfüllung von Lagebeziehungen. Um solche Pfade zu detektieren, muss das Kantengewicht f_W von Schubgelenken unterhalb dem von Drehgelenken liegen. Kurvgelenke schränken generell die Bewegung des Getriebes nicht ein. Ihr Kantengewicht kann demnach deutlich oberhalb des Kantengewichts von Drehgelenken liegen.

Eine geeignete Wahl der Kantengewichtung f_W ist in Tabelle 5.2 dargestellt. Durch diese Wahl der ganzzahligen Gewichtungen wird gewährleistet, dass bei Pfaden mit Dreh- und Schubgelenken bis zu einer Pfadlänge von insgesamt acht Gelenken die Pfadlänge als primäres Kriterium beachtet wird. Im Anschluss erfolgt die Berücksichtigung des Gelenktyps als sekundäres Kriterium. Kurvgelenke werden erst dann berücksichtigt, wenn keine Ketten bestehend aus Dreh- und Schubgelenken gefunden werden können.

Tabelle 5.2: Geeignete Wahl der Kantengewichtungen f_W

Gelenktyp	f_W
Schubgelenk	8
Drehgelenk	9
(Doppel-)Kurvgelenk	99

5.2.1.2 Kombination der Synthesebausteine zu Synthesegruppen

Bei der Synthese von Führungsgetrieben ist eine Unterteilung der Getriebe in verschiedene Synthesegruppen sinnvoll. Wie bereits erwähnt, können Synthesebausteine in unterschiedliche Synthesegruppen gegliedert werden. Diese Synthesebausteine hängen dann lediglich von den Synthesebausteinen der gleichen Gruppe sowie der Bewegungsaufgabe ab.

Das Getriebe aus Abbildung 5-8 weist beispielsweise zwei voneinander unabhängige Synthesegruppen auf. Eine dieser Synthesegruppen besteht aus dem Synthesebaustein A_0A . Dieser Baustein besteht wiederum aus zwei Drehgelenken und verbindet das Abtriebsglied direkt mit dem Gestell. Die Synthese der Baugruppe hängt damit nur von den Vorgaben der Abtriebsbewegung und nicht von den Synthesergebnissen weiterer Synthesebausteinen ab. Die zweite Synthesegruppe besteht aus den beiden Bausteinen $B_0^{\infty}BC$ und C_0 . Auch der erste dieser beiden Synthesebausteine verbindet das Abtriebsglied direkt mit dem Gestell. Die Synthese der ersten

Kette hat dabei direkten Einfluss auf die Synthese des Kurvengelenks C_0 . Ändern sich die kinematischen Abmessungen der dreigelenkigen Kette, so ändert sich bei gleichbleibender Synthesaufgabe auch die Kurvenkontur des Kurvengelenks C_0 . Daher gehören beide Bausteine zur gleichen Synthesegruppe.

Zwei Synthesebausteine gehören immer dann zur gleichen Synthesegruppe, wenn beide ein gemeinsames Getriebeglied besitzen, dessen Lagevorgaben nicht aus der Synthesaufgabe resultieren. Bei Führungsgetrieben sind dies alle Getriebeglieder mit Ausnahme des Gestells und des Abtriebsgliedes. Bei einem Übertragungsgetriebe ist zudem das Antriebsglied auszuschließen. Sind alle Synthesebausteine miteinander vernetzt, besteht die Getriebestruktur nur aus einer Synthesegruppe. Ein Beispiel für die Unterteilung in verschiedene Baugruppen liefert Abbildung 5-9.

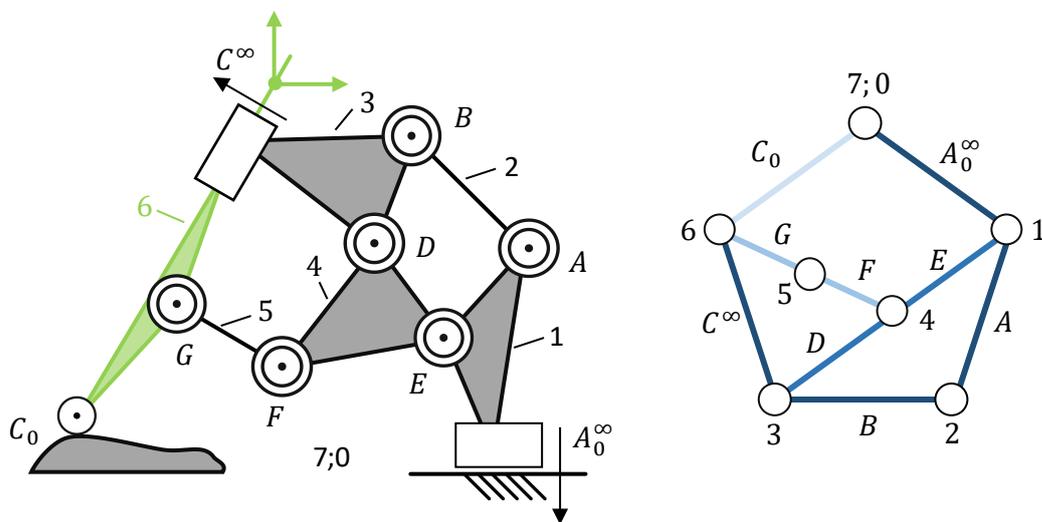


Abbildung 5-9: Unterteilung in verschiedene Synthesegruppen anhand eines Getriebes (links) und seines zugehörigen Graphen (rechts)

Das Getriebe kann in vier Synthesebausteine unterteilt werden. Für diese vier Synthesebausteine kann untersucht werden, ob sie gemeinsame Getriebeglieder besitzen, welche weder das Abtriebsglied noch das Gestell sind. Der erste Synthesebaustein $A_0^\infty ABC^\infty$ beinhaltet, genau wie der zweite Synthesebaustein ED , die beiden Getriebeglieder 3 und 1. Da beide Glieder weder Gestell noch Abtriebsglied sind, gehören die beiden Synthesebausteine zur selben Synthesegruppe. Analoges gilt für den dritten Synthesebaustein FG . Dieser beinhaltet genau wie der Baustein ED das Getriebeglied 4.

Der letzte Synthesebaustein C_0 verbindet das Gestell mit dem Abtriebsglied und weist keine weiteren Getriebeglieder auf. Demnach gehört er zu einer separaten Synthesegruppe und kann unabhängig von den zuvor genannten Bausteinen synthetisiert werden.

Neben der Eigenschaft, dass die Synthesen der einzelnen Synthesegruppen unabhängig voneinander sind, ergibt sich ein weiterer Vorteil durch die Einteilung der Bausteine in unterschiedliche Synthesegruppen. Mittels der Synthesegruppen kann eine Aussage darüber getroffen werden, wie viele allgemeine Gliedlagen und wie viele Punkte einer Koppelkurve für die Synthese dieser Strukturen vorgegeben werden können. Dies soll anhand eines Getriebes verdeutlicht werden, das lediglich aus Dreh- und Schubgelenken besteht. Dazu wurde in dem Getriebe aus Abbildung 5-7 das Drehgelenk A_0 durch ein Schubgelenk ersetzt. Es ergibt sich das in Abbildung 5-10 dargestellte Getriebe und der zugehörige Graph.

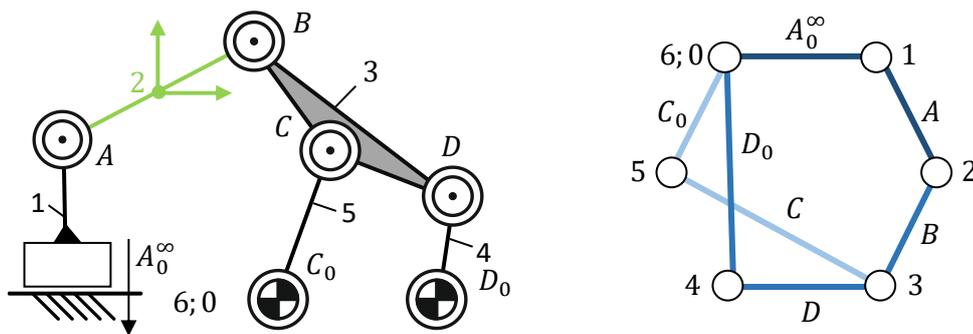


Abbildung 5-10: Beispiel zur Bestimmung der möglichen Positions- und Lagenvorgaben

Mit dem zuvor beschriebenen Vorgehen können zwei Synthesegruppen ermittelt werden. Die erste Synthesegruppe bestehend aus $A_0^\infty A$ kann maximal vier Lagen von Glied 2 exakt erfüllen, da drei Parameter zur Auslegung vorliegen (Schubwinkel von A_0^∞ sowie x_A und y_A) und damit drei Relativlagen bestimmt werden können. Weitere Lagevorgaben sind nicht möglich. Die zweite Synthesegruppe bestehend aus den Synthesebausteinen BDD_0 und CC_0 kann durch den Lenker CC_0 analog zu dem in Abschnitt 5.1.1.1 genannten Verfahren bis zu fünf Lagen von Glied 2 exakt erfüllen. Das Getriebe in seiner Gesamtheit kann genauso viele Lagen exakt erfüllen, wie es die diesbezüglich begrenzende Synthesegruppe erlaubt – in diesem Fall vier exakte Lagen. Zusätzlich zu den vier Lagen können exakte Punktvorgaben erfüllt werden. Die Anzahl der zusätzlichen exakten Punkte ist die Differenz der realisierbaren Lagevorgaben beider Synthesegruppen. In diesem Fall können demnach neben vier exakten Lagevorgaben auch ein exakter Punkt durch die Getriebestruktur erfüllt werden. Dies kann folgendermaßen begründet werden.

Mittels der vier exakten Lagen kann der Schieber $A_0^\infty A$ synthetisiert werden. Stehen die Abmessungen des Schiebers fest, kann berechnet werden, welche Orientierung das Abtriebsglied 2 in der Punktvorgabe aufweist. Dies führt dazu, dass nun die Punktvorgabe um einen Winkel zu einer Lagenvorgabe erweitert werden kann. Dadurch wird die zweite Synthesegruppe mit den nun fünf Lagen synthetisiert. Dieses Vorgehen basiert auf den Ansätzen in [KCH15, S. 144–145; MHH17].

Führungsgetriebe, welche ein Kurvengelenk enthalten, sind generell in der Lage, beliebig viele Punktvorgaben zu erfüllen. Dies resultiert aus der Überlegung von SCHÖNHERR in [Sch96]. Diese besagt, dass Kurvenführungsgetriebe aus einem nichtzwangläufigen Koppelmechanismus bestehen, welcher durch Kurvengelenke zu einem zwangläufigen Getriebe vervollständigt wird.

Wird dem Getriebe aus Abbildung 5-9 das Kurvengelenk entzogen, besitzt die Getriebestruktur sieben Getriebeglieder und acht Gelenke mit einem Gelenkfreiheitsgrad $f_i = 1$. Die Grüblerformel (4.2) berechnet den Laufgrad F dieses Koppelmechanismus zu $F = 2$. Ein nichtzwangläufiges Führungsgetriebe mit einem solchen Laufgrad kann jeden Punkt seines Bewegungsraumes erreichen. Jedoch ist es nicht möglich, zu jedem Punkt des Bewegungsraumes auch eine beliebige Winkellage zu realisieren. Für eine solche Ebenenführung darf das Getriebe keinen Synthesebaustein beinhalten, welcher die Bewegung des Führungsgliedes relativ zum Gestell beschränkt.

Durch die Kombination der Synthesegruppen des Getriebes aus Abbildung 5-9 entsteht damit der folgende Sachverhalt: Das gesamte Getriebe kann so viele exakte Lagen erfüllen, wie seine diesbezüglich schlechteste Synthesegruppe. Darüber hinaus besteht die Möglichkeit, Punktevorgaben zu erfüllen. Die Anzahl der zusätzlich zu erfüllenden Punkte ist dabei die Differenz der Maximallagen beider Synthesegruppen. Sollte ein Führungsgetriebe mindestens ein Kurvengelenk aufweisen, ist es generell für die Punktführung geeignet. Für das in Abbildung 5-9 dargestellte Getriebe bedeutet dies, dass bis zu fünf exakte Gliedlagen erfüllt werden können. Zusätzlich können unendlich viele Punkte einer Koppelkurve vorgegeben werden, da das Kurvengelenk die Mobilität zwischen dem Führungsglied und dem Gestell nicht einschränkt. Können beliebig viele Punkte einer Koppelkurve erfüllt werden, ist ebenfalls das Durchlaufen unterschiedlicher Bahnsegmente möglich.

Auch Übertragungsgetriebe können analog zu Führungsgetrieben in Synthesebausteine und damit auch in Synthesegruppen unterteilt werden. Jedoch bestehen alle Übertragungsgetriebe

immer aus einer einzigen Synthesegruppe. Andernfalls würde das in Abschnitt 4.2.4.2 definierte Kriterium verletzt werden, da Maschen existieren würden, welche nicht an der Bewegung beteiligt sind. Auch auf Übertragungsgetriebe lässt sich die zuvor genannte Überlegung von SCHÖNHERR anwenden. Wird das Kurvengelenk einer Getriebestruktur entzogen, entsteht ein nichtzwangläufiger Koppelmechanismus. Ein nicht zwangläufiger Koppelmechanismus kann generell eine beliebige Übertragungsfunktion erfüllen.

5.2.2 Synthese von Synthesebausteinen mit zwei Gelenken

Nachdem die Getriebestrukturen in Synthesebausteine unterteilt wurden, müssen diese einer Maßsynthese unterzogen werden. Dabei besitzen Synthesebausteine, welche aus zwei Dreh- oder Schubgelenken bestehen, einen besonderen Stellenwert. Wie bereits erwähnt, begrenzen diese sogenannten Dreigliedergruppen als einzige Bausteine die Komplexität der Syntheseraufgabe. Die Synthese solcher Gruppen ist Inhalt dieses Abschnittes.

Wie in Abschnitt 5.1 beschrieben, ist ein gängiges Lösungsverfahren für die Lagensynthese von Dreigliedergruppen die burmestersche Theorie. Diese Theorie zeichnet sich durch den Vorteil aus, dass das Lagenproblem auf ein kubisches Gleichungssystem reduziert werden kann. Dieses Gleichungssystem kann dann effizient gelöst werden. Solche Dreigliedergruppen können aus Dreh- und Schubgelenken zusammengesetzt werden. Für jegliche Kombination können entsprechende Ansätze zur Lösung der Syntheseraufgabe hergeleitet werden. Unterschieden werden dabei Dreigliedergruppen, bestehend aus zwei Drehgelenken, einem Dreh- und einem Schubgelenk sowie zwei Schubgelenken. Letztere Variante ist nicht für die Lagensynthese geeignet, da eine relative Winkelbewegung zwischen Anfang und Ende der Kette durch das Fehlen eines Drehgelenks nicht möglich ist. Daher wird im Folgenden lediglich auf die beiden anderen Varianten eingegangen.

5.2.2.1 Synthese eines Lenkers mit zwei Drehgelenken

Ziel der Maßsynthese eines Lenkers ist, die geometrischen Größen so zu bestimmen, dass die Bewegungsaufgabe den Anforderungen entsprechend erfüllt wird. Die geometrischen Größen eines Lenkers, bestehend aus zwei Drehgelenken, sind in Abbildung 5-11 dargestellt. Der Lenker besteht aus drei Getriebegliedern. Das x-y-Koordinatensystem hat relativ zum Getriebeglied 0 eine feste Position. Gleiches gilt für das u-v-Koordinatensystem und Getriebeglied 2. Die Bewegungsaufgabe eines solchen Lenkers kann nun beispielsweise aus einer Positionierung des u-v-Koordinatensystems von Glied 2 (Lagenvorgabe L_i bestehen aus x_{L_i} ,

y_{L_i} und γ_i) relativ zum x-y-Koordinatensystem von Glied 0 bestehen. Die geometrischen Größen x_{A_0} und y_{A_0} sowie u_A und v_A beschreiben die Lage der Drehgelenke relativ zum entsprechenden Koordinatensystem. Zur Synthese kann nun das in [Bra80, 12 ff.; Woh01, S. 24–33] beschriebene Vorgehen angewendet werden.

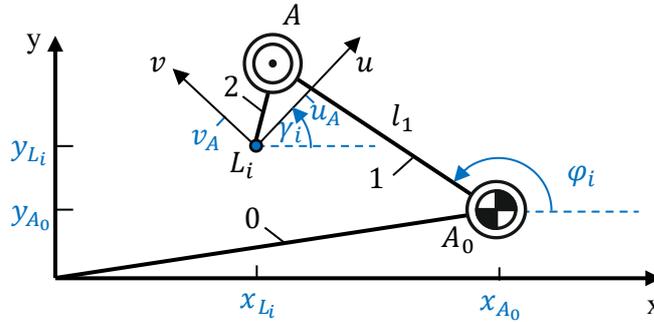


Abbildung 5-11: Geometrischen Größen eines Lenkers mit zwei Drehgelenken

Dazu werden für n Vorgaben der Lage L_i die Gleichungen (5.6) und (5.7) formuliert.

$$x_{L_i} + \cos(\gamma_i) \cdot u_A - \sin(\gamma_i) \cdot v_A = x_{A_0} + l_1 \cdot \cos(\varphi_i) \quad (5.6)$$

$$y_{L_i} + \sin(\gamma_i) \cdot u_A + \cos(\gamma_i) \cdot v_A = y_{A_0} + l_1 \cdot \sin(\varphi_i) \quad (5.7)$$

Durch Quadrieren und Addieren der beiden Gleichungen entfällt der Parameter φ_i . Durch anschließendes Umformen nach l_1^2 ergibt sich der Zusammenhang nach Gleichung (5.8).

$$l_1^2 = u_A^2 + v_A^2 + x_{A_0}^2 + y_{A_0}^2 + x_{L_i}^2 + y_{L_i}^2 + 2u_A(x_{L_i} \cos(\gamma_i) + y_{L_i} \sin(\gamma_i)) + 2v_A(y_{L_i} \cos(\gamma_i) - x_{L_i} \sin(\gamma_i)) - 2y_{A_0}y_{L_i} - 2x_{A_0}x_{L_i} - 2 \sin(\gamma_i)(y_{A_0}u_A - x_{A_0}v_A) - 2 \cos(\gamma_i)(x_{A_0}u_A - y_{A_0}v_A), \quad i = 1 \dots n \quad (5.8)$$

Werden diese Gleichungen für zwei Lagevorgaben L_i und L_{i+1} aufgestellt und voneinander subtrahiert entfällt als nächstes der Parameter für die Länge l_1 des Lenkers. Die dadurch entstandene Gleichung hängt lediglich von den bekannten Lagevorgaben L_i und L_{i+1} sowie von den zu bestimmenden Gelenklagen x_{A_0} , y_{A_0} , u_A und v_A ab. Für n Lagevorgaben ergeben sich $n - 1$ Gleichungen vom Gleichungstyp (5.9) mit dem Zusammenhang nach (5.10).

$$A_j + B_j u_A + C_j v_A + D_j x_{A_0} + E_j y_{A_0} + F_j (u_A x_{A_0} + v_A y_{A_0}) + G_j (u_A y_{A_0} - v_A x_{A_0}) = 0 \quad (5.9)$$

$$A_j \dots G_j = f(x_{L_i}, y_{L_i}, \gamma_i, x_{L_{i+1}}, y_{L_{i+1}}, \gamma_{i+1}), \quad j = 1 \dots (n - 1) \quad (5.10)$$

Die Koeffizienten $A_j \dots G_j$ sind dabei durch Gleichung (5.11) bis (5.17) gegeben.

$$A_j = 0,5 \cdot (x_{L_i}^2 + y_{L_i}^2 - x_{L_{i+1}}^2 - y_{L_{i+1}}^2) \quad (5.11)$$

$$B_j = x_{L_i} \cos(\gamma_i) + y_{L_i} \sin(\gamma_i) - x_{L_{i+1}} \cos(\gamma_{i+1}) - y_{L_{i+1}} \sin(\gamma_{i+1}) \quad (5.12)$$

$$C_j = y_{L_i} \cos(\gamma_i) - x_{L_i} \sin(\gamma_i) - y_{L_{i+1}} \cos(\gamma_{i+1}) + x_{L_{i+1}} \sin(\gamma_{i+1}) \quad (5.13)$$

$$D_j = -x_{L_i} + x_{L_{i+1}} \quad (5.14)$$

$$E_j = -y_{L_i} + y_{L_{i+1}} \quad (5.15)$$

$$F_j = -\cos(\gamma_i) + \cos(\gamma_{i+1}) \quad (5.16)$$

$$G_j = -\sin(\gamma_i) + \sin(\gamma_{i+1}) \quad (5.17)$$

Für $n = 5$ Lagen entstehen demnach vier Gleichungen vom Typ (5.9), mit denen die vier geometrischen Parameter bestimmt werden können. Für jede Lage, die weniger vorgegeben ist, kann ein Gelenkparameter frei gewählt werden. Ein entsprechendes Vorgehen ist detailliert in [Bra80] beschrieben.

Sind mehr als fünf Gliedlagen vorgegeben, können die Gliedlagen im Allgemeinen nicht mehr exakt erfüllt werden. Hier kann beispielsweise der Ansatz gewählt werden, der in [MA-Zum17; ZMA17] entwickelt wurde. Bei diesem Ansatz können die Gleichungen vom Gleichungstyp (5.9) minimiert werden. Alternativ kann analog zu [Sch99a, S. 37–41; Sto05, S. 16–19] der Fehler einer Kreisgleichung minimiert werden. Ein entsprechendes Vorgehen wird detailliert in Abschnitt 5.3 beschrieben.

5.2.2.2 Synthese eines Schiebers mit einem Drehgelenk und einem Schubgelenk

Für den Fall, dass neben einem Drehgelenk ein Schubgelenk in der Kette enthalten ist, ergeben sich die geometrischen Größen nach Abbildung 5-12.

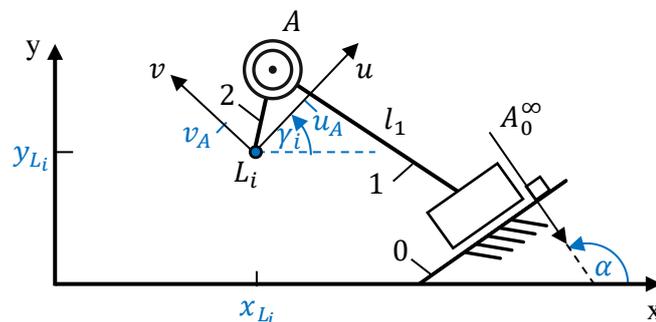


Abbildung 5-12: Geometrische Größen eines Lenkers mit einem Schub- und einem Drehgelenk

Für die Lagensynthese kann ebenfalls eine Gleichung analog zu (5.9) erstellt werden. Der Unterschied besteht darin, dass das Gelenk A_0^∞ im Unendlichen liegt. Es ergeben sich für die Lagen dieses Gelenks die Zusammenhänge nach (5.18).

$$x_{A_0} = \infty, y_{A_0} = \infty, \frac{y_{A_0}}{x_{A_0}} = \tan(\alpha) \quad (5.18)$$

Durch Dividieren von Gleichung (5.9) durch x_{A_0} ergibt sich der Zusammenhang nach (5.19).

$$D_j + E_j \tan(\alpha) + F_j(u_A + v_A \tan(\alpha)) + G_j(u_A \tan(\alpha) - v_A) = 0 \quad (5.19)$$

Für den Fall, dass Gelenk A ein Schubgelenk und Gelenk A_0 ein Drehgelenk ist, ergibt sich der Zusammenhang nach Gleichung (5.20).

$$u_A = \infty, v_A = \infty, \frac{v_A}{u_A} = \tan(\alpha) \quad (5.20)$$

Durch Dividieren von Gleichung (5.9) durch u_A ergibt sich Gleichung (5.21).

$$B_j + C_j \tan(\alpha) + F_j(x_{A_0} + y_{A_0} \tan(\alpha)) + G_j(y_{A_0} - x_{A_0} \tan(\alpha)) = 0 \quad (5.21)$$

Mittels der Vorgabe von vier Lagen L_i entsteht ein Gleichungssystem mit drei Gleichungen vom Typ (5.19) bzw. Typ (5.21). Mit diesen Gleichungen können die drei unbekannt Gelenkparameter v_A , u_A und α bzw. x_{A_0} , y_{A_0} und α bestimmt werden.

Ein Ansatz zur Optimierung eines solchen Bausteins sowie die Kombination aus exakten und approximierten Lagen ist Inhalt von Abschnitt 5.3.

5.2.3 Auslegung von Gelenkketten mit mehr als zwei Gelenken

Mittels der in Abschnitt 5.2.2 aufgeführten Gleichungen ist es möglich, eine Dreigliedergruppe mit zwei Gelenken in beliebiger Kombination aus Dreh- und Schubgelenken zu synthetisieren und damit die kinematischen Parameter zu bestimmen. Für ein Drehgelenk sind diese Parameter die Position des Gelenks auf dem jeweiligen Bezugsglied. Für ein Schubgelenk reduziert sich der Parameter auf den Winkel der Schubachse relativ zum entsprechenden Bezugsglied.

Analog zu den Dreigliedergruppen mit zwei Gelenken können Gelenkketten mit mehr als zwei Gelenken sowohl Dreh- als auch Schubgelenke enthalten. Bei der Synthese muss dementsprechend für Drehgelenke die Position auf dem jeweiligen Glied bestimmt werden. Innerhalb der Synthese von Schubgelenken wird der Winkel der entsprechenden Schubachse ermittelt. Da bei einer geeigneten Wahl der Drehgelenkpositionen und Schubachsen theoretisch jede Ziellage sowie jede Zielposition erreicht werden kann, existiert eine unendliche Anzahl geeigneter Lösungen. Das Finden der besten Lösung aus diesem Lösungsraum kann als Optimierungsproblem definiert werden. Eine Strategie dazu wird in Abschnitt 5.3 aufgezeigt.

Bei einer Gelenkkette mit mehr als zwei Gelenken wird die zweigelenkige Kette aus dem vorherigen Abschnitt um entsprechend viele Zwischengelenke erweitert. Das Vorgehen dazu wird anhand der in Abbildung 5-13 dargestellten dreigelenkigen Ketten erläutert.

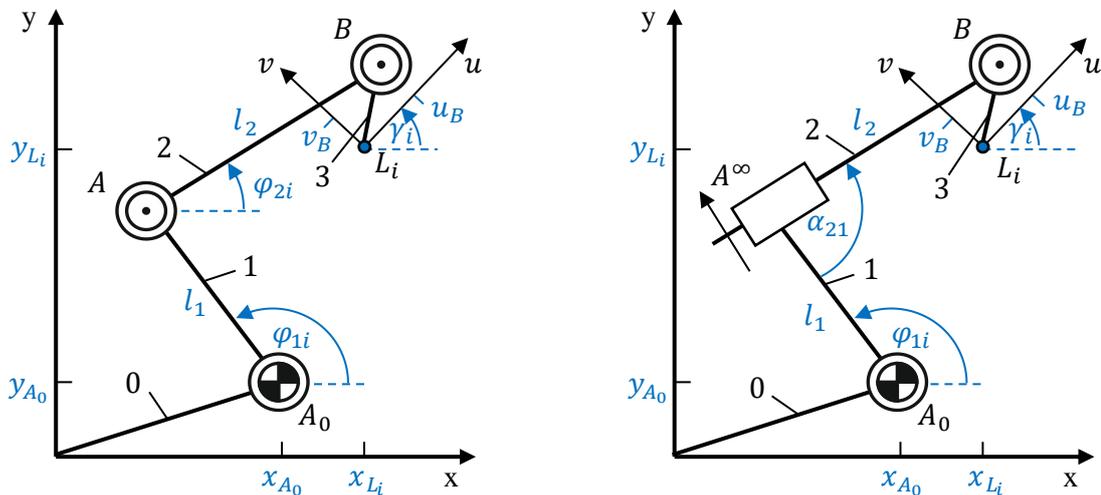


Abbildung 5-13: Geometrische Größen einer Gelenkkette mit drei Drehgelenken (links) und zwei Drehgelenken sowie einem Schubgelenk (rechts)

Genau wie bei Synthesebausteinen mit zwei Gelenken kann die Position der Gelenke am Start- und am Endglied relativ zu den jeweiligen Koordinatensystemen angegeben werden. Die entsprechenden Parameter x_{A_0} und y_{A_0} sowie u_B und v_B sind Parameter, welche beispielsweise durch ein Optimierverfahren ermittelt werden können.

Durch die Wahl der Parameter sind die Positionen dieser Gelenke in jeder Lage und somit relativ zum jeweiligen Bezugsglied gegeben. Die Position von Zwischengelenken wie beispielsweise dem Gelenk A in der linken Gelenkkette aus Abbildung 5-13 kann über weitere Parameter definiert werden. Die Wahl, über welche Parameter diese Position angegeben wird, kann frei getroffen werden. Eine Variante ist die Länge l_1 des Gliedes 1 sowie dessen Winkel φ_{1i} relativ zum x - y -Koordinatensystem in der ersten Lagenvorgabe L_1 . Durch die Wahl dieser Parameter kann die Winkellage φ_{2i} und die Länge l_2 des Gliedes 2 für die entsprechende Lagenvorgabe analytisch bestimmt werden. Darüber hinaus kann im Fall von einer dreigelenkigen Kette die Position von Gelenk A für alle weiteren Lagevorgaben L_i berechnet werden. Verfahren zur analytischen Ermittlung der Position sind beispielsweise in [VDI2142-2; Man15, S. 88–90; VDI2792-1] beschrieben. Eine Gelenkkette weist damit pro Drehgelenk zwei Parameter auf, mit deren Hilfe die Positionen der Gelenke in allen Lagen eindeutig bestimmt werden können.

Das zweite Beispiel aus Abbildung 5-13 zeigt eine dreigelenkige Kette bestehend aus zwei Drehgelenken und einem Schubgelenk. Die Position des Schubgelenks auf Glied 1 bzw. Glied 2 hat keinen Einfluss auf die relative Bewegung zwischen Anfangsglied und Endglied. Die Bewegung des Führungsgliedes wird lediglich durch den Winkel der Schubachse α_{21} und nicht durch seine Position beeinflusst. Daher sind die Parameter dieser dreigelenkigen Kette zum einen die Positionen der Gelenke A_0 und B relativ zu ihren jeweiligen Bezugssystemen. Des Weiteren ist der Winkel der Schubachse α_{21} der entsprechende Parameter für das Schubgelenk. Für die Position von A kann beispielsweise l_1 zu Null gewählt werden. Eine Gelenkkette weist damit pro Schubgelenk einen einzigen Parameter – nämlich die Schubachse – auf. Auch für eine solche dreigelenkige Kette kann die Position der Gelenke und Glieder für weitere Lagen L_i analytisch bestimmt werden. Ansätze dazu sind ebenfalls in [VDI2142-2; Man15, S. 145–154; VDI2792-1] dokumentiert.

Für Gelenkketten mit mehr als drei Gelenken ist es nicht ausreichend, die Parameter der Gelenke in der ersten Lage L_1 zu bestimmen. Eine solche Gelenkkette hat mehr als drei Freiheitsgrade. Somit kann sie jede Lage in der Ebene erreichen und weist darüber hinaus einen redundanten Freiheitsgrad auf. Dieser Freiheitsgrad kann als weiterer Parameter z. B. durch eine Optimierung eliminiert werden.

Wie in einer automatisierten Synthese die optimalen Parameter einer Gelenkkette mit mehr als zwei Gelenken ermittelt werden können, wird innerhalb von Abschnitt 5.3 beschrieben.

5.2.4 Synthesebausteine mit einem Kurvengelenk

Innerhalb dieses Abschnittes wird die Auslegung von Synthesebausteinen mit einem Kurvengelenk beschrieben. Solche Bausteine bestehen aus einem Kurvenkörper sowie einem Eingriffsglied. Beide Glieder sind über ein Kurvengelenk miteinander verbunden. Genau wie Gelenkketten mit mehr als zwei Gelenken beschränken solche Synthesebausteine die Komplexität der Synthesaufgabe nicht. Daher kann, unabhängig von den geometrischen Größen eines Kurvengelenks, die Synthesaufgabe eines solchen Bausteins erfüllt werden. Kurvengelenke mit Rolleneingriffsglied und Flacheingriffsglied sind am weitesten verbreitet. Innerhalb dieses Abschnittes werden lediglich Kurvengelenke mit Rolleneingriffsglied betrachtet. Ein Übertragen des Vorgehens auf Flacheingriffsglieder ist mit Hilfe der in [VDI2142-2] beschriebenen Module möglich.

Die Bestandteile der Gelenkkette mit einem Kurvengelenk sind in Abbildung 5-14 dargestellt. Ausgehend von der Lage L_i des Eingriffsgliedes 2 relativ zum Kurvenkörper 1 kann mit den geometrischen Parametern u_K und v_K die Rollenmittelpunktsbahn k_{RMB} bestimmt werden. Das Verfahren dazu wird in Abschnitt 5.2.4.1 beschrieben.

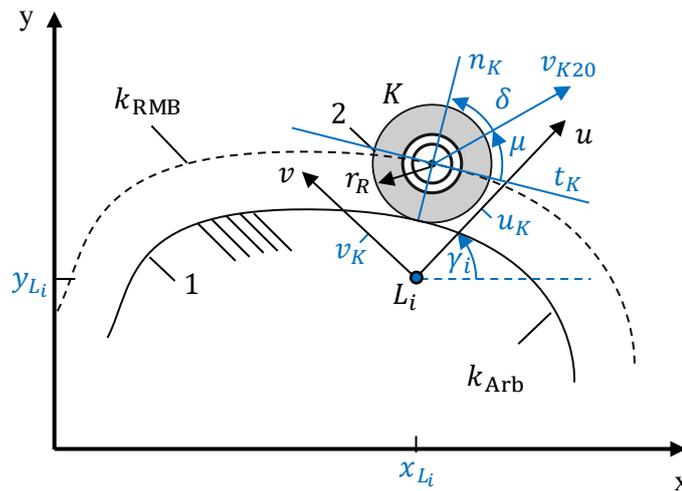


Abbildung 5-14: Geometrische Größen eines Kurvengelenks K mit Rolleneingriffsglied

Ausgehend von der Rollenmittelpunktsbahn ist die Ermittlung der Arbeitskurve k_{Arb} möglich. Die Arbeitskurve k_{Arb} repräsentiert das physikalische Kurvenprofil des Kurvenkörpers und hat damit relativ zum Kurvenkörper 1 eine konstante Position. Für ein Rolleneingriffsglied ist die Arbeitskurve äquidistant zur Rollenmittelpunktsbahn. Der Abstand beider Kurven zueinander entspricht dem Rollenradius r_R . Ist die Bewegung zwischen Eingriffsglied und Kurvenkörper bekannt, kann der Übertragungswinkel μ bzw. der Kraftangriffswinkel δ des Kurvengetriebes in jeder Gelenkstellung berechnet werden. Der Kraftangriffswinkel δ ist dabei der Winkel zwischen der Normalen n_K , der Kurvenkontur und der absoluten Geschwindigkeit des Kurvengelenks v_{K20} (vgl. [Rot04, S. 18; Nor09, S. 150]).

Kurvengetriebe übertragen Kräfte im reibungsfreien Fall entlang der Kurvennormalen auf das Eingriffsglied. Im Idealfall zeigt die übertragene Kraft in Bewegungsrichtung des Kurvengelenks. Für diesen Fall beträgt der Kraftangriffswinkel $\delta = 0^\circ$. Der Kraftangriffswinkel δ und der Übertragungswinkel μ ergänzen sich immer zu 90° . Der Übertragungswinkel ergibt sich demnach als der Winkel zwischen der Tangente t_K der Arbeitskurve k_{Arb} im betrachteten Punkt und der absoluten Geschwindigkeit v_{K20} des Kurvengelenks K . Die Berechnung des Übertragungswinkels für den Synthesebaustein mit einem Kurvengelenk ist in Abschnitt 5.2.4.2 zusammengefasst. Die Rollenmittelpunktsbahn k_{RMB} und ihre Krümmung κ sowie der

Übertragungswinkel μ sind wesentliche Kriterien im Auslegungsprozess eines Kurvengetriebes. Aus diesem Grund soll im Folgenden beschrieben werden, wie beide Kriterien für einen Synthesebaustein bestimmt werden können.

5.2.4.1 Berechnung der Rollenmittelpunktsbahn

Stehen die geometrischen Parameter v_K und u_K eines Kurvengelenks fest, kann die Rollenmittelpunktsbahn k_{RMB} sowie die Arbeitskurve k_{Arb} mit dem Vorgehen aus Abschnitt 5.1.3 bzw. mit dem Vorgehen aus [VDI2142-2] genau dann synthetisiert werden, wenn die gesamte relative Bewegung zwischen dem Kurvenglied und dem Eingriffsglied bekannt ist. Dazu muss neben der Lage L_i des Eingriffsgliedes relativ zum Kurvenglied auch die Bahntangente jederzeit bekannt sein. Besteht eine Syntheseaufgabe lediglich aus einzelnen Punkt- und Lagevorgaben sind diese Angaben nicht bekannt. Daher müssen diese Informationen ermittelt werden. Das innerhalb dieser Arbeit gewählte Vorgehen soll im Folgenden anhand von Abbildung 5-15 beschrieben werden.

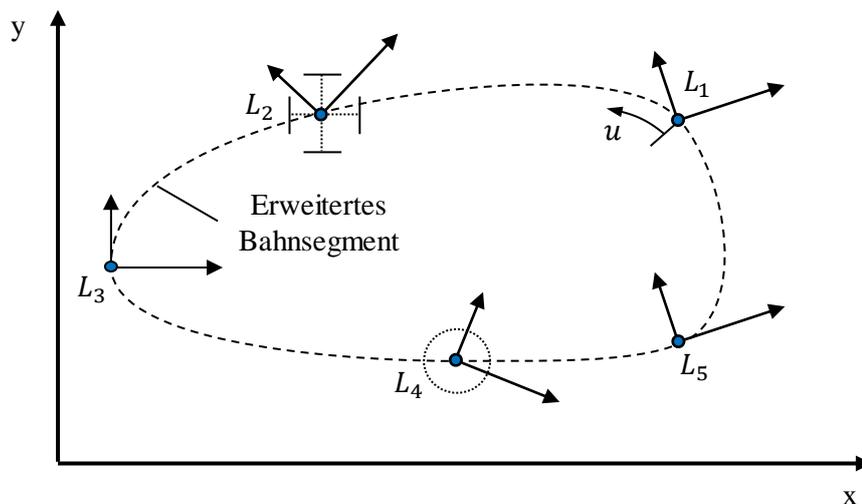


Abbildung 5-15: Vervollständigung einer Syntheseaufgabe zur Berechnung der Rollenmittelpunktsbahn

Abbildung 5-15 zeigt eine Syntheseaufgabe bestehend aus fünf Lagevorgaben L_1 bis L_5 . Zudem weisen die Lagen L_2 und L_4 Toleranzen in x- und y-Richtung auf. Damit die Rollenmittelpunktsbahn des Kurvengelenks berechnet werden kann, muss die Syntheseaufgabe vervollständigt werden. Der erste Schritt der Vervollständigung ist die Erweiterung um fehlende Bahnsegmente. Sind nicht alle Lagen über Segmente miteinander verbunden, müssen zusätzliche Segmente in die Syntheseaufgabe eingefügt werden. Dabei kann beispielsweise auf

die in Abschnitt 2.2.2 definierten Segmenttypen zurückgegriffen werden. Wichtig ist, dass die Erweiterung möglichst stoß- und ruckfrei erfolgt (vgl. [KCH15, S. 167]).

Die in Abbildung 5-15 dargestellte Synthesaufgabe weist keine vorgegebenen Segmente auf. Daher können alle Schritte mit einem einzigen Bahnsegment verbunden werden. Eine Möglichkeit einer solchen Erweiterung besteht in der Definition eines geschlossenen, parametrisierten Splines dritter Ordnung, welcher alle Lagevorgaben verbindet. Ein entsprechendes Segment ist in Abbildung 5-15 skizziert. Im Gegensatz zu offenen Splines sind bei geschlossenen Splines die Startlage und die Endlage gleich (in diesem Fall Lage L_1). Ein stoß- und ruckfreies Schließen des Splines dritter Ordnung ist dann möglich, wenn die Steigung und die Krümmung der Bahn am Start und am Ende übereinstimmen. Über diese Randbedingung können die parametrisierte Bahn ($x(u)$ und $y(u)$) sowie die Bahntangente $t(u)$ eindeutig bestimmt werden (vgl. Abschnitt 2.2.2).

Nach Bestimmen der parametrisierten Bahn muss die Synthesaufgabe um die fehlenden Winkelvorgaben γ erweitert werden. Dazu ist in Abbildung 5-16 eine Skizze der Winkel­funktion $\gamma(u)$ gegeben. Von dieser Funktion sind durch die fünf Lagen L_1 bis L_5 auch die fünf Winkel γ_1 bis γ_5 bekannt.

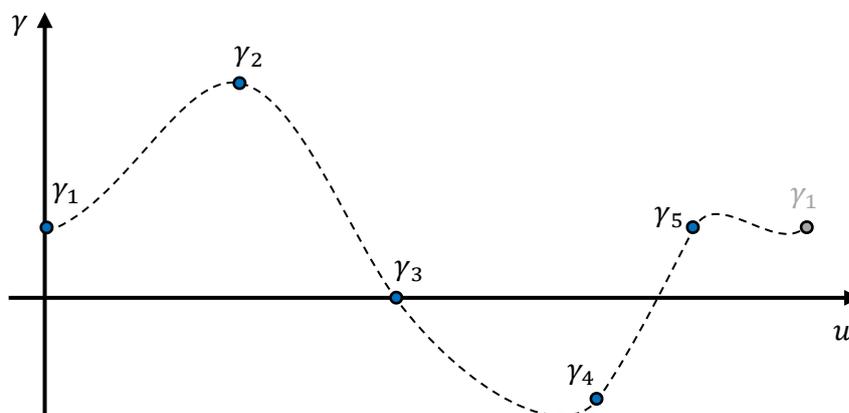


Abbildung 5-16: Erweiterung um Winkelvorgaben der Bewegungsbahn

Genau wie die Bewegungsbahn muss die Winkel­funktion $\gamma(u)$ periodisch sowie stoß- und ruckfrei sein. Um diese Anforderungen zu erfüllen, kann wie bei der parametrisierten Bahn ein Spline dritten Grades verwendet werden. Die Berechnung einer solchen Splinefunktion wurde in Abschnitt 2.1.2 beschrieben.

Durch die Erweiterung der Synthesaufgabe sind die Bewegungen $x(u)$, $y(u)$ und $\gamma(u)$ sowie deren Ableitungen bezüglich des Parameters u bekannt. Damit kann im nächsten Schritt die

Rollenmittelpunktsbahn in Abhängigkeit der Parameter u_K und v_K des Kurvengelenks nach Gleichung (5.22) bestimmt werden.

$$\begin{pmatrix} x_{\text{RMB}} \\ y_{\text{RMB}} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x(u) \\ y(u) \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \cos(\gamma(u)) & -\sin(\gamma(u)) \\ \sin(\gamma(u)) & \cos(\gamma(u)) \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} u_K \\ v_K \end{pmatrix} \quad (5.22)$$

Zur Ermittlung der Steigung und Krümmung der Rollenmittelpunktsbahn kann Gleichung (5.22) nach dem Parameter u differenziert werden. Mit Hilfe der Steigung kann die Bahntangente t_K ermittelt werden, mit der die Arbeitskurve berechnet werden kann.

In dem beschriebenen Verfahren zur Ermittlung der Rollenmittelpunktsbahn wurden Toleranzen von Lagevorgaben außer Acht gelassen. Das lässt sich damit begründen, dass Kurvengelenke approximierte Lagenvorgaben und Punkte exakt erreichen können. Im Prinzip ist eine Optimierung der Eigenschaften von Kurvengelenken innerhalb der Grenzen der Toleranzen denkbar. Dafür müssten in der Optimierung des Kurvengelenks zusätzliche Parameter eingefügt werden, welche die Position der Lage innerhalb der Toleranz beschreiben. Zusätzlich muss auf Basis dieser Parameter in der Optimierung die Relativbahn zwischen Kurvenglied und Eingriffsglied neu ermittelt werden. Um die Komplexität der in Abschnitt 5.3 beschriebenen Optimierung nicht weiter zu erhöhen, wird an dieser Stelle auf die Berücksichtigung von Toleranzen während der Synthese von Gelenkketten mit Kurvengelenken verzichtet.

5.2.4.2 Approximation des Übertragungswinkels

Wie bereits beschrieben wurde, ist der Übertragungswinkel ein wesentliches Merkmal eines Kurvengelenks, das im Syntheseprozess beachtet werden sollte. Um den Übertragungswinkel berechnen zu können, muss analog zu Abbildung 5-14 die Richtung der absoluten Geschwindigkeit v_{K20} sowie die Tangente t_K des Kurvengelenks bekannt sein. Die Bestimmung der Tangente relativ zum Kurvenglied wurde im vorangegangenen Abschnitt beschrieben. Zur Bestimmung des Übertragungswinkels muss die Tangente und die absolute Geschwindigkeit des Kurvengelenks v_{K20} in das gleiche Koordinatensystem transformiert werden (z. B. in das Gestellkoordinatensystem).

Sowohl für die Bestimmung der absoluten Geschwindigkeit v_{K20} , als auch für die Transformation der Tangente in das Gestellkoordinatensystem, ist die Kenntnis über die absolute Bewegung des Kurvengliedes 1 sowie des Eingriffsgliedes 2 relativ zum Gestell notwendig. Von diesen Bewegungen sind jedoch nur die einzelnen Lagen der Synthesaufgabe

bekannt. Analog zur in Abschnitt 5.2.4.1 beschriebenen Berechnung der Rollenmittelpunktsbahn können nun diese Lagen relativ zum Gestell mit entsprechenden Segmenten erweitert werden. Durch eine solche Erweiterung ist im Allgemeinen nur eine Approximation der Bewegung des jeweiligen Getriebegliedes möglich. Beispielsweise kann die kreisförmige Bewegung eines drehbar im Gestell gelagerten Getriebegliedes nicht über einen Spline dritter Ordnung abgebildet werden. Folglich können die Richtung der absoluten Geschwindigkeit $v_{K,20}$ und die Bahntangente relativ zum Gestell nur angenähert werden. Damit ist auch nur eine Annäherung des Übertragungswinkels μ möglich.

5.3 Optimierung als Werkzeug in der Getriebesynthese

Innerhalb der in Abschnitt 5.2 genannten Synthese- und Auslegungsansätzen von Synthesebausteinen mit zwei und drei Gelenken sowie solcher mit einem Kurvengelenk kann es notwendig sein, die optimalen Parameter zur Erfüllung der Bewegungsaufgabe zu ermitteln. Ebenso wurde erwähnt, dass Gelenkketten mit mehr als zwei Gelenken im Allgemeinen jede Lage exakt erreichen können. Obwohl demnach nahezu jede Gelenkkette die Bewegungsaufgabe erfüllen kann, ist die Bestimmung der optimalen Abmessungen dieser Synthesebausteine möglich. Gleiches gilt für die Ermittlung der optimalen Parameter eines Kurvengelenks. Zur Ermittlung dieser Parameter können verschiedene numerische Verfahren verwendet werden. Die unterschiedlichen Optimierverfahren werden innerhalb dieses Abschnittes beschrieben. Im Anschluss wird beschrieben, wie die Optimierungsansätze in einer Strategie kombiniert und auf die gegebene Problematik angewendet werden können.

5.3.1 Numerische Optimierungsansätze

Mathematisch betrachtet ist eine Optimierung eine Minimierung einer mathematischen Funktion f durch die Veränderung von Designvariablen \mathbf{x} ggf. unter Einhaltung von Nebenbedingungen [PW00, S. 12; NW06, S. 2; Yan10, S. xxiii; PLB15, S. 11]. Daher weist ein Optimierungsproblem immer die formalen Zusammenhänge nach (5.23) - (5.25) auf.

$$\min f(\mathbf{x}), \quad \mathbf{x} \in \mathbb{R}^m \tag{5.23}$$

unter Berücksichtigung von:

$$\mathbf{c}(\mathbf{x}) = \mathbf{0}, \quad \mathbf{c} \in \mathbb{R}^n \tag{5.24}$$

$$\mathbf{h}(\mathbf{x}) \leq \mathbf{0}, \quad \mathbf{h} \in \mathbb{R}^q \tag{5.25}$$

In dieser mathematischen Beschreibung stellt f die zu minimierende Zielfunktion dar. Der Vektor $\mathbf{x} \in \mathbb{R}^m$ beinhaltet die Designvariablen, welche zur Suche des Minimums verändert werden. Darüber hinaus kann das Optimierungsproblem optional Nebenbedingungen aufweisen, welche von den Designvariablen erfüllt werden müssen. Dies können sowohl Gleichungsnebenbedingungen \mathbf{c} als auch Ungleichungsnebenbedingungen \mathbf{h} sein.

Zur Ermittlung der optimalen Designvariablen \mathbf{x}_{opt} , existieren unterschiedliche numerische Optimierungsansätze, welche unterschiedliche Vor- und Nachteile aufweisen. An dieser Stelle sollen die beiden verbreitetsten Ansätze beschrieben werden. Dies sind zum einen lokale Optimierungsalgorithmen, die mit Hilfe des Gradienten das Optimum ermitteln. Zum anderen sind dies globale Verfahren, welche auf Metaheuristiken basieren.

5.3.1.1 Verfahren zur lokalen Optimierung auf Basis von Startwerten

Optimierungsalgorithmen sind im Allgemeinen iterative Verfahren [NW06, S. 7]. Ausgehend von einem Startwert für die Designvariable \mathbf{x}_0 ermitteln sie die optimale Lösung des Problems (5.23). Der nächste Iterationswert \mathbf{x}_{k+1} der Designvariablen soll dabei bezüglich (5.23) zu einem besseren Ergebnis führen als der Ausgangswert der Designvariablen \mathbf{x}_k vor dem Iterationsschritt. Dies wird durch die Beziehung (5.26) verdeutlicht.

$$f(\mathbf{x}_{k+1}) < f(\mathbf{x}_k), \quad \mathbf{x}_i \in \mathbb{R}^m \quad (5.26)$$

Die unterschiedlichen gradientenbasierten Optimierungsansätze unterscheiden sich dabei meist hinsichtlich des Algorithmus, mit dem die Designvariable \mathbf{x}_{k+1} bestimmt wird.

Bei der Liniensuche berechnet sich die Designvariable der nächsten Iteration nach Gleichung (5.27). Der Vektor \mathbf{s}_k beschreibt dabei die Richtung und β die skalare Schrittweite, mit der die Designvariable berechnet wird.

$$\mathbf{x}_{k+1} = \mathbf{x}_k + \beta_k \cdot \mathbf{s}_k \quad (5.27)$$

Die verschiedenen Optimierungsansätze innerhalb der Liniensuche unterscheiden sich bezüglich der Wahl der Richtung \mathbf{s}_k . Diese wird in jedem Fall so festgelegt, dass die Bedingung (5.26) erfüllt wird. In den meisten Fällen erfolgt die Bestimmung der Richtung \mathbf{s}_k nach Gleichung (5.28).

$$\mathbf{s}_k = -\mathbf{B}_k^{-1} \nabla f(\mathbf{x}_k) \quad (5.28)$$

Bei dieser Formulierung repräsentiert \mathbf{B}_k eine symmetrische nichtsinguläre Matrix und $\nabla f(\mathbf{x}_k)$ den Gradienten der Funktion f an der Stelle \mathbf{x}_k .

In der Methode des steilsten Abstieges berechnet sich die Richtung \mathbf{s}_k nach Gleichung (5.28) für den Fall, dass die Matrix \mathbf{B}_k der Einheitsmatrix entspricht. Bei der Newton-Methode würde \mathbf{B}_k der Hesse-Matrix $\nabla^2 f(\mathbf{x}_k)$ entsprechen. Bei dem Quasi-Newton-Verfahren ist die Matrix \mathbf{B}_k eine Approximation der Hesse-Matrix, um den hohen rechentechnischen Aufwand zu reduzieren. [NW06, S. 35–36]

Neben der Suchrichtung \mathbf{s}_k hängt die Berechnung der Designvariablen nach Gleichung (5.27) auch von der skalaren Schrittweite β_k ab. Diese Schrittweite ist dabei ausschlaggebend dafür, ob und wie schnell die Optimierung in ein Minimum konvergiert. Ein typisches Vorgehen ist das systematische Ausprobieren verschiedener Schrittweiten, bis eine passende Schrittweite gefunden wurde. Eine Schrittweite ist beispielsweise dann passend, wenn die Verbesserung der mathematischen Funktion f groß genug ist. Mit Hilfe des Armijo-Verfahrens lässt sich eine solche Schrittweite finden. Dieses und weitere Verfahren zur Berechnung der Schrittweite β_k werden u. a. in [PW00, S. 293–296; NW06, S. 36–43; Yan10, S. 65–66; PLB15, S. 43–45] beschrieben.

Neben der Liniensuche ist das Trust-Region-Verfahren ein weiterer Ansatz, um mit Hilfe des Gradienten das Minimum zu ermitteln. Innerhalb des Verfahrens wird – analog zum Newton Algorithmus – die Zielfunktion f in \mathbf{x}_k quadratisch angenähert [PLB15, S. 52]. Die Näherung Φ ist in Gleichung (5.29) dargestellt.

$$f(\mathbf{x}_{k+1}) \approx \Phi(\mathbf{x}_{k+1}) = f(\mathbf{x}_k) + \nabla f(\mathbf{x}_k)\Delta\mathbf{x} + \frac{1}{2}\Delta\mathbf{x}^T\nabla^2 f(\mathbf{x}_k)\Delta\mathbf{x} \quad (5.29)$$

Diese Annäherung der Zielfunktion ist natürlich nur in einem kleinen Bereich um den Punkt \mathbf{x}_k gültig – dem sogenannten Vertrauensbereich oder der Trust-Region, welche sich in einem Radius r um den Punkt \mathbf{x}_k befindet. Die Näherung ist dann gültig, wenn sich die Güte der Annäherung γ_k nach Gleichung (5.32) in der Nähe von Eins befindet.

$$\gamma_K = \frac{f(\mathbf{x}_k) - f(\mathbf{x}_{k+1})}{\Phi(\mathbf{x}_k) - \Phi(\mathbf{x}_{k+1})} \quad (5.30)$$

Ist dies der Fall, dann ist \mathbf{x}_{k+1} der nächste Iterationswert. Andernfalls muss der Radius r und somit der Vertrauensbereich verkleinert werden. Die Iteration endet, sobald das Minimum gut genug angenähert wurde.

Für den Fall, dass der Gradient nicht analytisch bestimmt werden kann, ist eine numerische Bestimmung des Gradienten notwendig. Im mehrdimensionalen Fall ist dies ein rechenaufwendiger Prozess [PLB15, S. 56]. Daher werden für diesen Fall häufig abgewandelte Verfahren verwendet, welche keine expliziten Informationen über den Gradienten benötigen. BOBYQA (kurz für Bound Optimization BY Quadratic Approximation) ist ein Beispiel für einen solchen Algorithmus. Er ist dem Trust-Region-Verfahren sehr ähnlich. Innerhalb des Verfahrens wird die Zielfunktion f mit Hilfe von Interpolationspunkten quadratisch angenähert. In einem solchen Interpolationspunkt entspricht der Funktionswert der Zielfunktion f dem Funktionswert der Näherung Φ . Der Algorithmus ist beispielsweise in [Pow09] detailliert dokumentiert.

Der wichtigste Vorteil gradientenbasierter Verfahren – wie beispielsweise des Newton-Verfahrens – liegt in der schnellen Konvergenz [LY08, S. 256–257]. Nachteilig ist, dass für diese Verfahren ein Startwert der Designvariablen \mathbf{x}_0 vorgegeben werden muss, der laut [NW06, S. 19] eine vernünftige Schätzung der Lösung sein sollte. Zudem muss für die gradientenbasierten Verfahren der Gradient analytisch bestimmt werden können. Ist dies nicht möglich, kann auf Black Box Optimieralgorithmen wie beispielsweise dem BOBYQA zurückgegriffen werden. Diese Verfahren sind im Allgemeinen nicht so leistungsstark wie die gradientenbasierten Verfahren, finden aber bei guter Abschätzung des Startwertes das Minimum hinreichend schnell. Die Wahl der Startwerte entscheidet zudem, ob ein lokales Minimum oder das globale Minimum der Zielfunktion iterativ ermittelt werden kann und hat somit einen direkten Einfluss auf die Güte der Lösung.

5.3.1.2 Globale Optimierung mittels Metaheuristiken

Kann keine vernünftige Schätzung des Startwertes \mathbf{x}_0 getroffen werden, weicht das Ergebnis der gradientenbasierten Optimierung meist deutlich von dem globalen Optimum ab. Für diese Fälle müssen alternative Algorithmen verwendet werden. Eine solche Alternative bieten metaheuristische Optimierungsalgorithmen.

Metaheuristiken oder auch stochastische Verfahren richten sich meistens an Vorgehen aus der Natur. Ein großer Vorteil dieser Algorithmen ist, dass sie sich auf unterschiedlichste Problematiken anwenden lassen und dabei (meistens) eine gute Lösung ermitteln (vgl. [Yan10, S. xxv–xxvi]). Beispiele solcher Optimieralgorithmen sind der genetische Algorithmus (s. [Hol70; Eng08, S. 143–175]), das simulierte Ausglühen (s. [Yan10, S. 181–187; PLB15, S. 61–62]) oder der Partikelschwarm Algorithmus (s. [EK95; KE95; Eng08, S. 289–358; Bog13]).

Um aus der Vielzahl an Verfahren einen passenden Algorithmus für die Optimierung auszuwählen, kann sich auf das in [WM97] definierte *No-free-lunch* Theorem bezogen werden. Dieses besagt, dass es unmöglich ist, einen universell effizienten Optimierungsalgorithmus zu designen (vgl. [Yan10, S. 294]). Im Umkehrschluss ist es dem Anwender frei überlassen, welcher der oben genannten Algorithmen auf das Optimierungsproblem angewendet wird. Eine Prognose, welcher dieser Algorithmen zu besseren Ergebnissen führt, kann nicht getroffen werden. Innerhalb der vorliegenden Dissertation fällt die Wahl auf den Partikelschwarm Algorithmus, da er im Vergleich zu den anderen genannten Algorithmen sehr anschaulich ist. Zudem lässt sich der Algorithmus mittels einfacher mathematischer Operationen umsetzen (vgl. [EK95]). Im Folgenden sollen die Grundzüge des Algorithmus basierend auf [Eng08, S. 289–358] beschrieben werden.

Der Partikelschwarm Optimieralgorithmus (kurz PSO) basiert auf dem Schwarmverhalten von Vögeln oder Fischen. Seine Entwicklung lässt sich auf das Jahr 1995 zurückdatieren. Zu dieser Zeit veröffentlichten EBERHART und KENNEDY in [EK95; KE95] ein neues Optimierungsverfahren, welches – nach eigener Aussage – analog zum genetischen Algorithmus verwendet werden kann. Dabei wird der Lösungsraum zur Ermittlung der optimalen Lösung systematisch durchsucht. Zu dieser systematischen Suche bildet der Algorithmus die Intelligenz von Tierschwärmen ab, welche durch MILLONAS in [Mil94] definiert wurden.

Um das intelligente Schwarmverhalten abzubilden, durchläuft der PSO die folgenden Phasen teilweise iterativ:

1. Zufällige Initialisierung der Positionen und Geschwindigkeiten der Partikel (Individuen) innerhalb des mehrdimensionalen Suchraums \mathbf{x}
2. Validierung der Zielfunktion $f(\mathbf{x}_i)$ zur Beurteilung der Partikelposition
3. Aktualisierung der Partikelposition in Abhängigkeit der eigenen Erfahrungen und der Erfahrungen des Schwarms

Ein Schwarm besteht aus einer definierten Anzahl an Partikeln. Diese werden in einem ersten Schritt zufällig im mehrdimensionalen Lösungsraum verteilt und erhalten eine zufällige Anfangsgeschwindigkeit. Jedes Partikel i hat somit seinen individuellen Startwert \mathbf{x}_i^0 und seine individuelle Startgeschwindigkeit \mathbf{v}_i^0 . Im Anschluss kann die Güte eines Partikels berechnet werden. Die Güte ist in diesem Fall gleichbedeutend mit dem Wert der Zielfunktion f an der Stelle \mathbf{x}_i des Partikels i . Damit sich das Individuum innerhalb des Suchraums intelligent

bewegt, aktualisiert es seine Position in Abhängigkeit seiner individuellen Erfahrungen und der Erfahrungen des Schwarms. Dazu ändert es seine Geschwindigkeit nach Gleichung (5.31).

$$\mathbf{v}_i^j = \mathbf{v}_i^{j-1} + c_1 \cdot z_1 \cdot (\mathbf{y}_i - \mathbf{x}_i^{j-1}) + c_2 \cdot z_2 \cdot (\hat{\mathbf{y}} - \mathbf{x}_i^{j-1}) \quad (5.31)$$

Die Geschwindigkeit \mathbf{v}_i^j eines Partikels i im Iterationsschritt j ist damit abhängig von der vorherigen Partikelgeschwindigkeit \mathbf{v}_i^{j-1} . Zudem wird in der Berechnung die Position \mathbf{y}_i berücksichtigt, bei welcher das Partikel seine individuell beste Güte erreicht hat. Neben dieser individuellen Information wird zudem die Position $\hat{\mathbf{y}}$ berücksichtigt, an welcher der gesamte Schwarm seine beste Güte erreicht hat. Die Variablen z_1 und z_2 sind Zufallszahlen zwischen Null und Eins. Die Zufallszahlen sorgen für ein teilweise stochastisches Verhalten des Partikels. Dieses Verhalten führt dazu, dass mit einer größeren Wahrscheinlichkeit das globale Minimum gefunden wird. Neben diesen Zufallszahlen werden auch Beschleunigungsfaktoren c_1 und c_2 verwendet, um den Einfluss der lokal und global besten Position auf die Geschwindigkeitsänderung zu steuern.

Wie in [Bog13, S. 44–54] beschrieben wird, existieren verschiedene Ansätze, um die Konvergenz des Verfahrens zu verbessern. So wird der Schwarm beispielsweise in Teilschwärme aufgeteilt oder das Verhalten einzelner Partikel verändert. Die Grundlegenden Vor- und Nachteile des PSOs bleiben jedoch durch diese Modifikationen größtenteils unverändert.

Im Gegensatz zu den gradientenbasierten Verfahren bietet der PSO – genau wie andere Metaheuristiken – den Vorteil, dass ein Startwert \mathbf{x}_0 nicht explizit vorgegeben werden muss. Zudem ist durch das intelligente Schwarmverhalten die Wahrscheinlichkeit gegeben, das globale Optimum der Zielfunktion zu finden und nicht in einem lokalen Optimum zu verharren. Der Nachteil dieses Verfahrens liegt darin, dass durch die Bestimmung der Güte eines Partikels, ein häufiges Auswerten der Zielfunktion notwendig ist. Die Optimierung ist demnach sehr rechen- und somit auch zeitintensiv.

5.3.2 Strategie zur Optimierung von Getrieben

Innerhalb der Strategie zur Optimierung von Getrieben sollen die numerischen Optimierungsverfahren aus Abschnitt 5.3.1 sinnvoll eingesetzt werden, um die optimalen Parameter des Getriebes zu ermitteln. Die Zielfunktion, nach welcher die Güte der Parameter bestimmt wird, ist dabei entscheidend für die Eignung der Ergebnisse. Des Weiteren ist ausschlaggebend, wie die numerischen Optimierverfahren eingesetzt werden, um die optimale

werden, die zu approximierenden Lagen anzunähern oder andere Kriterien des Lenkers zu verbessern.

Für die gegebene Bewegungsaufgabe können beispielsweise u_A und v_A durch numerische Optimierverfahren so verändert werden, dass die genäherten Lagen möglichst genau approximiert werden. Die Parameter x_{A0} und y_{A0} können dann mittels einer Dreilagensynthese so bestimmt werden, dass die Lagen ohne Toleranzbereich exakt erfüllt werden. Durch diese Betrachtung können die Parameter für die Optimierung sinnvoll von vier Parameter auf zwei Parameter reduziert werden. Für die Optimierung des Lenkers aus Abbildung 5-17 ergeben sich die Designvariablen \mathbf{x} beispielsweise zu:

$$\mathbf{x} = [u_A, v_A] \quad (5.32)$$

Diese Designvariablen können so optimiert werden, dass die Gütefunktion $f(\mathbf{x})$ bestmöglich erfüllt wird. Ein möglicher Aufbau einer solchen Gütefunktion ist in Gleichung (5.33) gezeigt.

$$f(\mathbf{x}) = k_1 \cdot g_O(\mathbf{x}) + k_2 \cdot b_O(\mathbf{x}) + k_3 \cdot s_O(\mathbf{x}) \quad (5.33)$$

Die Gütefunktion setzt sich aus drei Termen zusammen, welche mittels der Konstanten k_1 bis k_3 gewichtet werden können. Der erste Term der Gleichung ist zugleich der wichtigste und beschreibt die Güte der Bewegungserfüllung g_O in Abhängigkeit der Designparameter \mathbf{x} . Der zweite Term beschreibt die Bauraumgüte b_O , welche die physikalische Größe des Lenkers bewertet. In der Regel ist es gewünscht, den Bauraum, und somit auch die Größe des Getriebes möglichst klein zu halten. Der letzte Term repräsentiert einen Strafterm s_O , der die aktuelle Lösung abwertet, sollten Randbedingungen verletzt werden. Im Folgenden soll mit Hilfe des Beispiels aus Abbildung 5-17 genauer auf die einzelnen Terme eingegangen werden. Für einen Zweischlag, bestehend aus zwei Drehgelenken, ergeben sich die Designvariablen nach Gleichung (5.34). Je nachdem wie viele exakte Lagen vorgegeben sind, werden diese Variablen durch den Optimieralgorithmus vorgegeben oder können innerhalb der Optimierung mit Hilfe der Genauagsynthese berechnet werden.

$$\mathbf{x} = [x_{A0}, y_{A0}, u_A, v_A] \quad (5.34)$$

Mit diesen Variablen ist es möglich, die Bewegungsgüte g_O nach Gleichung (5.35) zu bestimmen. Diese Bewegungsgüte gibt an, wie gut der Lenker die zu approximierenden Lagen erfüllt. Für den gezeigten Lenker wird die Bewegungsgüte durch die Abweichung δ_i von der Kreisgleichung repräsentiert.

$$g_O(\mathbf{x}) = \sum_{i=1}^{n_a} w_i \cdot \delta_i = \sum_{i=1}^{n_a} w_i \cdot \left(|(x_{A^i} - x_{A0})^2 + (y_{A^i} - y_{A0})^2 - r^2| \right) \quad (5.35)$$

Dazu wird die Summe der Güte aller zu approximierenden Lagen n_a gebildet. Idealerweise liegen die Gelenke A^i in jeder Lage i auf einem Kreis mit dem Radius r um das Gestellgelenk A_0 . Jede Abweichung δ_i kann durch den Gewichtungsfaktor w_i individuell gewichtet werden. Dadurch ist es möglich, die Größe der Toleranzbereiche einer Lage in der Optimierung zu berücksichtigen. Approximierte Lagevorgaben mit kleinen Toleranzbereichen können stärker gewichtet werden als approximiert Lagen mit großen Toleranzbereichen. Eine Möglichkeit dieses zu realisieren besteht darin, die Gewichtung w_i in Zusammenhang mit dem Kehrwert der Größe des Toleranzbereiches zu definieren.

Neben der Bewegungsgüte wird in Gleichung (5.33) die Bauraumgüte b_O berücksichtigt. Diese Güte kann beispielsweise nach Gleichung (5.36) berechnet werden und ist prinzipiell die Summe der einzelnen Gliedlängen des Lenkers aus Abbildung 5-17.

$$b_O(\mathbf{x}) = \sqrt{x_{A0}^2 + y_{A0}^2} + \sqrt{u_A^2 + v_A^2} + r \quad (5.36)$$

Der Strafterm s_O beeinflusst genau dann die Güte des Synthesebausteins, wenn durch die Wahl der Designparameter \mathbf{x} Randbedingungen des zu synthetisierenden Bausteins verletzt werden. Das ist beispielsweise dann der Fall, wenn innerhalb einer Synthesegruppe zwei Synthesebausteine deckungsgleich aufeinanderliegen.

Die zuvor beschriebene Optimierung lässt sich auch problemlos auf Dreigliedergruppen mit einem Dreh- und einem Schubgelenk anwenden. Im Prinzip wird dabei lediglich die Kreisnäherung aus Gleichung (5.35) durch eine Geradennäherung ersetzt.

5.3.2.2 Optimierung einer Gelenkkette mit mehr als zwei Gelenken

Da eine Gelenkkette bestehend aus mehr als drei Gelenken jede Syntheseaufgabe exakt erfüllen kann, sofern die Abmessungen gewisse Grenzen einhalten, entfällt in der Gütefunktion f dieser Bausteine der entsprechende Term für die Bewegungsgüte g_O . Es verbleiben lediglich die beiden Terme für die Bauraumgüte b_O und den Strafwert s_O . Die Güte der Gelenkkette wird demnach durch die Gleichung (5.37) berechnet wobei \mathbf{x} den in Abschnitt 5.1.2 definierten Parametern entspricht.

$$f(\mathbf{x}) = k_1 \cdot b_O(\mathbf{x}) + k_2 \cdot s_O(\mathbf{x}) \quad (5.37)$$

Mit diesen Parametern kann dann auch die Bauraumgüte b_0 berechnet werden. Diese ist abhängig von den einzelnen Gliedlängen der Gelenkkette.

Der Strafterm s_0 bewertet – analog zu den Synthesebausteinen mit zwei Gelenken – unzulässige Parameter. Parameter sind für diesen Baustein unzulässig, falls beispielsweise mit den gewählten Abmessungen nicht alle Lagen erreicht werden können. Sollte dies der Fall sein, ist die Gelenkkette ungültig und muss aussortiert werden. Ob alle Lagen erreicht werden können, kann beispielsweise über die analytischen Verfahren in [VDI2142-2] überprüft werden.

5.3.2.3 Optimierung einer Gelenkkette mit Kurvengelenk

Genau wie Gelenkketten mit mehr als zwei Gelenken können auch Kurvengelenke jede Bewegungsvorgabe erfüllen. Somit entfällt auch für diese Synthesebausteine der Term für die Bewegungsgüte g_0 in Gleichung (5.33). Im Gegenzug können spezifische Kriterien des Kurvengelenks in der Optimierung berücksichtigt werden. [VDI2142-1] empfiehlt die Berücksichtigung des Übertragungswinkels μ des Kurvengetriebes sowie die Krümmung κ der Arbeitskurve. Ziel der Auslegung ist dabei das Einhalten eines minimalen Übertragungswinkels μ_{\min} . Ein solches Einhalten gewährleistet nach [Mat02, S. 90–91] eine gute Kraftübertragung sowie die Lauffähigkeit des Getriebes. Wird ein minimaler Übertragungswinkel eingehalten, kann im Anschluss die Bauraumgüte bzw. die Krümmung κ der Kurvenkontur berücksichtigt werden. Eine Möglichkeit, diese Kriterien innerhalb der Optimierung zu berücksichtigen ist die Umsetzung der Gütefunktion nach (5.38).

$$f(\mathbf{x}) = k_1 \cdot c_0(\mathbf{x}) + k_2 \cdot b_0(\mathbf{x}) + k_3 \cdot s_0(\mathbf{x}) \quad (5.38)$$

Diese Güte setzt sich aus drei Termen zusammen. Der erste Term $c_0(\mathbf{x})$ berücksichtigt die Krümmungseigenschaften der Kurvenkontur in Abhängigkeit der in Abschnitt 5.2.4 definierten Parameter \mathbf{x} . Beträgsmäßig kleine Krümmungen κ der Kurvenkontur führen zu besseren Eigenschaften hinsichtlich der Wälzpressung und sind zu bevorzugen (vgl. [VDI2142-1, S. 27]). Der zweite Term $b_0(\mathbf{x})$ berücksichtigt – wie auch schon in den beiden vorangegangenen Gütefunktionen – den Bauraum des Kurvengetriebes. Hier gilt, dass kleine Kurvengetriebe zu bevorzugen sind. Der letzte Term $s_0(\mathbf{x})$ bestraft – analog zu den beiden vorangegangenen Bausteinen – unzulässige Parameter \mathbf{x} . Innerhalb dieses Strafterms kann beispielsweise das Einhalten eines minimalen Übertragungswinkels μ_{\min} berücksichtigt werden. [VDI2142-1, S. 17] empfiehlt, dass der minimale Übertragungswinkel nicht kleiner als 30° werden sollte. Wird

der zuvor definierte Übertragungswinkel unterschritten, wird dies innerhalb des Strafterms s_0 berücksichtigt. Die Berechnung des Übertragungswinkels μ kann Abschnitt 5.2.4 entnommen werden.

5.3.3 Kombination der numerischen Optimierverfahren

Aufgrund der höheren Konvergenzgeschwindigkeit und aufgrund des geringeren Rechenaufwandes ist das gradientenbasierte Verfahren bzw. Black Box Verfahren dem PSO vorzuziehen. Wie bereits erläutert wurde, benötigt dieses Verfahren jedoch laut [NW06, S. 19] mindestens einen Startwert \mathbf{x}_0 , welcher in der Nähe der optimalen Lösung liegen sollte. Kann kein sinnvoller Startwert ermittelt werden, muss auf eine Metaheuristik zurückgegriffen werden. Um die Leistungsfähigkeit von Algorithmen zu steigern, schlägt SCHUMACHER in [Sch13, S. 103] die Kombination unterschiedlicher Algorithmen vor. Sollte kein sinnvoller Startwert \mathbf{x}_0 verwendet werden, kann daher zu Beginn der Optimierung eine Metaheuristik wie beispielsweise ein PSO verwendet werden, um sich dem globalen Optimum zu nähern. Für das Feinoptimieren ist es möglich, im Anschluss auf einen gradientenbasierten Ansatz oder ein Black Box Verfahren zurückzugreifen. In der Praxis hat sich ein solches Vorgehen zur Suche globaler Minima ohne Vorhandensein sinnvoller Startwerte \mathbf{x}_0 bereits mehrfach bewährt (vgl. [Wah14, S. 38; MPM15]) und ist somit auch in Berechnungsumgebungen wie Matlab integriert [Mat19]. Daher soll auch an dieser Stelle ein ähnliches Vorgehen angestrebt werden.

Um die Optimierung jedoch durch das Verwenden einer Metaheuristik nicht unnötig komplex zu gestalten, sollte zuerst geprüft werden, ob eine sinnvolle Annahme einer oder mehrerer Startlösungen \mathbf{x}_0 getroffen werden können. Insbesondere für die Synthese von Dreigliedergruppen können bei Syntheseaufgaben, welche eine hohe Anzahl von Lagevorgaben enthalten, sinnvolle Startwerte ermittelt werden. Dafür soll das in Abbildung 5-18 skizzierte Vorgehen verfolgt werden. In diesem Vorgehen werden die Lagevorgaben der Bewegung dazu verwendet, die entsprechenden Startwerte für die Dreigliedergruppen zu ermitteln. Dabei werden die exakten Lagen durch eine Kombination approximierter Lagen so ergänzt, dass die rechnerische Genauagsynthese aus Abschnitt 5.2.2 durchgeführt werden kann. Für einen Lenker, bestehend aus zwei Drehgelenken, können somit mit einer Kombination von fünf Lagevorgaben null, zwei oder vier Lösungen und somit Startwerte gefunden werden (vgl. [LM95, S. 183]).

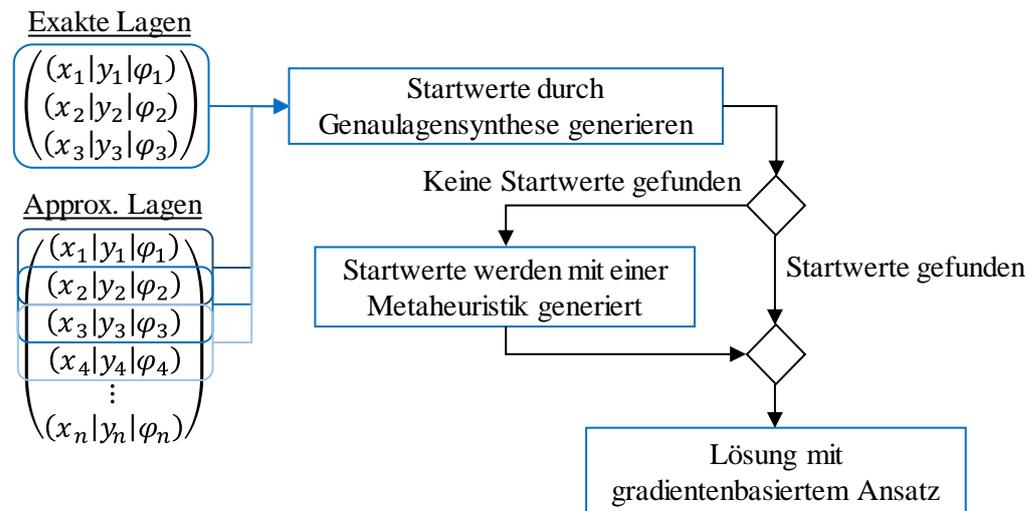


Abbildung 5-18: Vorgehen zur Ermittlung der Startwerte x_0 für die Optimierung von Lenkern

Durch Permutation der approximierten Lagen und anschließender Kombination mit den exakten Lagen ist es möglich, Startwerte zu generieren, welche die exakten Lagen und darüber hinaus eine Auswahl an zu approximierenden Lagen exakt erfüllen. Diese Startwerte können unter Betrachtung aller Lagevorgaben dazu verwendet werden, mittels eines gradientenbasierten Ansatzes effizient die Lösung des entsprechenden Synthesebausteines zu ermitteln. Da die Genaulagensynthese nicht immer zu Lösungen führt, ist es möglich, dass nach der Kombination keine Startwerte gefunden wurden. Ist dies der Fall, wird auf eine Metaheuristik zurückgegriffen, die sich auch ohne Startwerte der globalen Lösung nähert. Mit den Ergebnissen der Metaheuristik kann dann ein gradientenbasierter Ansatz bzw. eine Black Box Methode weiterverfolgt werden. Zur Optimierung von Gelenkketten, welche aus mehr als zwei Gelenken oder aus mindestens einem Kurvengelenk bestehen, wird der Schritt zur Bestimmung einer Startlösung übersprungen und es werden direkt mittels einer Metaheuristik entsprechende Startwerte gesucht.

5.4 Zusammenfassung

Innerhalb dieses Kapitels wurde eine Strategie beschrieben, mit der die kinematischen Abmessungen der in Kapitel 4 synthetisierten Strukturen ermitteln werden können. Dazu wurden zuerst die aktuellen Ansätze zur Maßsynthese aufgezeigt. Mit den aufgezeigten Maßsyntheseverfahren können nur wenige der in Kapitel 4 entwickelten Strukturen synthetisiert werden. Daher wurde innerhalb des Kapitels eine neu entwickelte Strategie beschrieben. Innerhalb dieser Strategie werden in einem ersten Schritt die Strukturen in verschiedene,

wiederkehrende Synthesebausteine. Ein Synthesebaustein ist eine Kette aus Gliedern und Gelenken beliebiger Länge. Diese Synthesebausteine können wiederum in verschiedene Synthesegruppen gruppiert werden. Eine Synthesegruppe weist die Eigenschaft auf, dass deren Synthese nur von der an die Struktur gestellten Bewegungsaufgabe abhängt.

Synthesebausteine können in drei verschiedene Untergruppen klassifiziert werden. Synthesebausteine mit zwei Gelenken, Synthesebausteine mit mehr als zwei Gelenken und Synthesebausteine mit Kurvengelenken. Das Potential einer Struktur, eine Bewegungsaufgabe zu erfüllen, unterscheidet sich anhand der Art der enthaltenen Synthesebausteine. So können Gelenkketten mit zwei Dreh- und bzw. oder Schubgelenken nur eine bestimmte Anzahl an Lagen exakt erreichen. Gelenkketten mit mehr als zwei Gelenken sowie Gelenkketten mit Kurvengelenken weisen diese Einschränkung nicht auf.

Neben dem Algorithmus zur Untergliederung einer Struktur in ihre Synthesebausteine wurden auch die Algorithmen zur Synthese der unterschiedlichen Bausteine beschrieben. Im Allgemeinen erfolgt die Synthese der Bausteine mittels Optimierung. Dazu wurden die Grundlagen der Optimierung sowie der unterschiedlichen Optimierungsalgorithmen erläutert. Innerhalb der Maßsynthese werden zur Lösungsfindung sowohl globale als auch lokale Optimierverfahren verwendet. Die Zielfunktion variiert dabei je nach Art des Synthesebausteins. Die Unterschiede zwischen den Zielfunktionen wurden innerhalb Kapitel 5.3.2 erläutert.

Essentiell für die effiziente Optimierung ist die Kombination von globalen und lokalen Optimierungsverfahren. Durch eine solche Kombination können die Vorteile beider Verfahren genutzt werden. Das gewählte Verfahren wurde in Abschnitt 5.3.3 beschrieben. Ziel der Kombination ist eine sinnvolle Abschätzung von Startwerten, um lokale Optimierungsverfahren nutzen zu können. Ist ein sinnvolles Abschätzen der Startwerte nicht möglich, können mittels einer Metaheuristik Startwerte ermittelt werden.

6 Vorgehen zur Synthese von Getrieben

Innerhalb des vorangegangenen Kapitels wurde gezeigt, wie die in Kapitel 4 synthetisierten Strukturen in einzelne Synthesebausteine zerlegt werden können. Zudem wurden Ansätze erarbeitet, wie die Synthesebausteine sinnvoll einer Maßsynthese unterzogen werden können. Ziel dieses Kapitels ist es nun, diese Einzelergebnisse zu einer gesamten Synthesestrategie innerhalb der in Kapitel 3 beschriebenen KI zusammenzuführen.

Dabei kann das Vorgehen in zwei grundlegende Schritte unterteilt werden. Der erste Schritt ist die Auswahl geeigneter Strukturen aus der Datenbank. Der zweite Schritt besteht in der Maßsynthese ausgewählter Strukturen. Das umgesetzte Vorgehen wird im Folgenden erläutert.

6.1 Auswahl geeigneter Strukturen

Die Auswahl geeigneter Strukturen erfolgt auf Basis der in Abschnitt 5.2 beschriebenen Synthesegruppen und Synthesebausteine sowie dem Vorgehen zu deren Auslegung. Dazu soll die Anzahl der zu betrachtenden Getriebestrukturen, die aus der Strukturdatenbank aus Abschnitt 4.2.6 ermittelt werden, anhand der Vorgaben in der Bewegungsaufgabe reduziert werden.

Wie bereits beschrieben, erfolgt die größte Einschränkung bezüglich der Bewegungsaufgabe durch die sogenannten Dreigliedergruppen (Gelenkketten mit zwei Gelenken mit jeweils einem Gelenkfreiheitsgrad $f_i = 1$). Diese erlauben lediglich die Erfüllung einer begrenzten Anzahl an exakten Lagevorgaben. Daher können anhand der Anzahl exakter Lagevorgaben erste Strukturen aussortiert werden. Sind beispielweise fünf exakte Lagevorgaben zu erfüllen, werden von der KI solche Strukturen aussortiert, die eine Dreigliedergruppe mit einem Dreh- und einem Schubgelenk enthalten. Diese Synthesebausteine können – wie im Abschnitt 5.2.2.1 beschrieben – nur vier exakte Lagen erfüllen. Bei mehr als fünf exakten Lagevorgaben können auch Strukturen mit einer Dreigliedergruppe, bestehend aus zwei Drehgelenken, die Vorgaben nicht erfüllen und müssen aussortiert werden. Übrig bleiben dann nur noch Strukturen mit zwei Kurvengelenken, die aufgrund der Anordnung der Kurvengelenke eine beliebige

Ebenenbewegung zulassen. Abbildung 6-1 zeigt drei Getriebestrukturen, welche eine unterschiedliche Anzahl exakter Lagevorgaben L_{\max} erlauben. Die erste Struktur auf der linken Seite erlaubt die Vorgabe von vier exakten Lagen. Bei der mittleren Struktur können bis zu fünf exakte Lagevorgaben erfüllt werden. Die Struktur auf der rechten Seite erlaubt durch die beliebige Gestaltung der Kurvenkonturen eine beliebige Ebenenführung.

Neben der Vorgabe der zu erfüllenden exakten Lagen können auch Punktvorgaben berücksichtigt werden. Ein Aussortieren von Strukturen aufgrund exakter Punktvorgaben ist zunächst schwierig. Zwar können – wie in Abschnitt 5.1.2 beschrieben wurde – mit einer viergliedrigen Struktur, bestehend aus nur Drehgelenken, theoretisch bis zu neun Punktvorgaben exakt erfüllt werden, jedoch ist es praktisch unmöglich für neun beliebige Punktvorgaben ein passendes Getriebe zu finden.

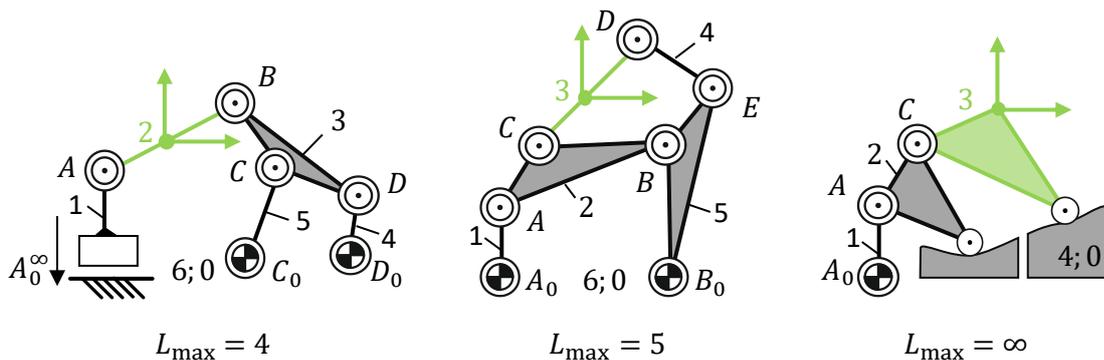


Abbildung 6-1: Strukturen mit unterschiedlicher Anzahl maximaler exakter Lagevorgaben L_{\max}

Dennoch können Punktvorgaben auch in der Auslegung von Synthesegruppen sinnvoll berücksichtigt werden – nämlich genau dann, wenn eine Getriebestruktur aus zwei Synthesegruppen besteht. Ein entsprechendes Vorgehen dazu wurde bereits in Abschnitt 5.2.1 veranschaulicht. Sollten in der Bewegungsaufgabe Segmente vorgegeben sein, ist es notwendig, unendlich viele Punktvorgaben zu erfüllen. Daher kommen in diesem Fall nur Strukturen in Frage, welche mindestens ein Kurvengelenk enthalten.

Welche Strukturen aufgrund welchem Kriterium aussortiert wurden, wird von der KI innerhalb der Erklärungskomponente dokumentiert und dem Anwender auf diese Weise zugänglich gemacht. Dieser hat dann auf Basis der Erklärungskomponente die Möglichkeit, die Entscheidungen der KI nachzuvollziehen und ggf. seine Angaben zur gewünschten Bewegung zu überdenken. Nachdem die oben genannten Regeln durchlaufen wurden, werden die übrigen Strukturen von der KI aufgrund der in Abschnitt 4.2.6 genannten Kriterien bewertet und sortiert.

Die Getriebestrukturen, welche aufgrund der Bewertung am ehesten geeignet sind, die vom Anwender geforderte Bewegung zu erfüllen, werden an die Maßsynthese übergeben.

6.2 Vorgehen zur Maßsynthese von Getriebestrukturen

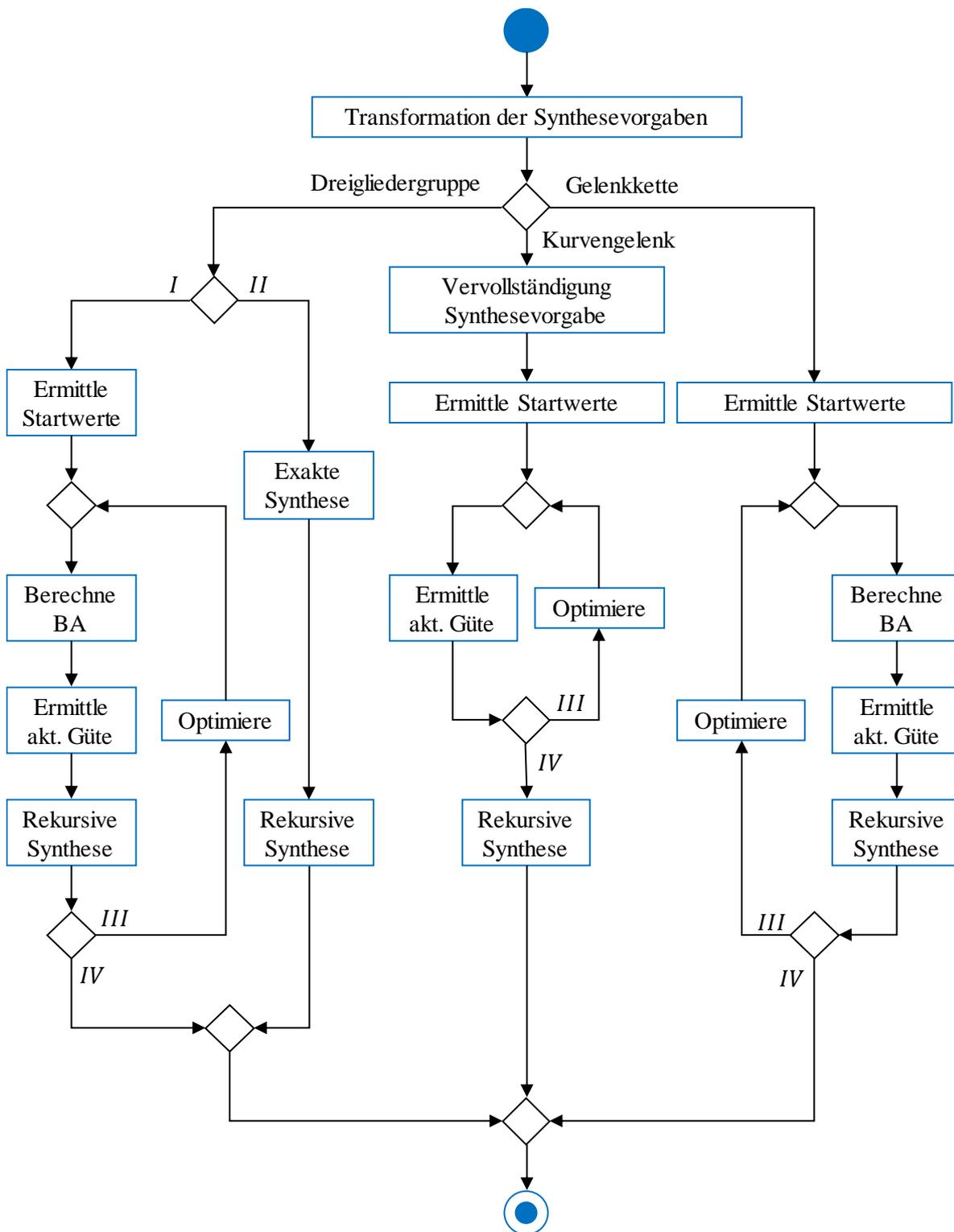
Nachdem in den vorangegangenen Abschnitten bereits die unterschiedlichen Verfahren zur Maßsynthese beschrieben wurden, befasst sich dieser Abschnitt mit der Umsetzung und Kombination der einzelnen Verfahren zu einer Synthesestrategie. In Abschnitt 5.2.1 wurde bereits erläutert, wie Synthesebausteine in Synthesegruppen gegliedert werden können. Die Synthese jeder Synthesegruppe erfolgt unabhängig von anderen Synthesegruppen und startet mit der Synthese des ersten Bausteins der Gruppe. Das Aktivitätsdiagramm zum Ablauf der Synthese eines Synthesebausteins ist in Abbildung 6-2 dargestellt.

Ein Synthesebaustein verbindet immer zwei Getriebeglieder miteinander, deren Bewegungsaufgaben bekannt sind. Um die innerhalb dieses Kapitels beschriebenen Syntheseverfahren anwenden zu können, müssen die beiden Bewegungsaufgaben relativ zueinander sein. Mittels einer Transformation können die Angaben des letzten Gliedes des Synthesebausteins beispielsweise relativ zu den Angaben des ersten Gliedes des Synthesebausteins ausgedrückt werden. Eine solche Transformation ist der erste Schritt der Synthese eines Bausteins.

Nach der Transformation der Synthesevorgaben erfolgt die Unterteilung je nach Art des Synthesebausteins. In dem umgesetzten Algorithmus kann eine Synthesegruppe aus drei unterschiedlichen Synthesebausteintypen bestehen – Dreigliedergruppen mit insgesamt zwei Dreh- bzw. Schubgelenken (s. Abschnitt 5.2.2), Gelenkketten mit insgesamt drei Dreh- bzw. Schubgelenken (s. Abschnitt 5.2.3) und Bausteine mit einem Kurvengelenk (s. Abschnitt 5.2.4).

Je nach Anzahl der exakt einzuhaltenden Lagevorgaben L_v und der Anzahl maximaler exakter Lagen einer Dreigliedergruppe L_{\max} unterscheidet sich die Synthese der Dreigliedergruppe. Entspricht die Vorgabe der einzuhaltenden Lagen L_v den maximalen Lagen der Dreigliedergruppe L_{\max} , kann die exakte Synthese – sprich die Genaulagsynthese – angewendet werden.

Für eine Dreigliedergruppe mit zwei Drehgelenken ergeben sich somit für die Vorgabe von fünf exakten Lagen keine, zwei oder vier Lösungen. Eine Möglichkeit zur Optimierung besteht dann nicht. Wenn jedoch weniger exakte Lagen vorgegeben werden, besteht die Möglichkeit, Lösungen durch Optimierung zu finden. Dazu werden zuerst die Startwerte für die Optimierung ermittelt. Dies geschieht anhand des in Abschnitt 5.3.3 beschriebenen Verfahrens. Im Anschluss beginnt das Verfahren zur Optimierung der Parameter der Dreigliedergruppe.



I $L_{\max} - L_v \neq 0$

II $L_{\max} - L_v = 0$

III Optimale Lösung nicht erreicht

IV Optimale Lösung erreicht

Abbildung 6-2: Aktivitätsdiagramm zur Aktivität „Synthetisiere Baustein“

Der erste Schritt dieser Optimierung ist die Berechnung der Bewegungsaufgabe (BA) des Getriebegliedes, dessen Bewegungsaufgabe nicht bekannt ist. Bei einer Dreigliedergruppe wird demnach die resultierende Bewegungsaufgabe des mittleren Gliedes berechnet. Dies erfolgt mittels der in [VDI2142-2] beschriebenen Analyseverfahren. Sollte von diesem Getriebeglied ein weiterer Synthesebaustein ausgehen, sind somit die für die Synthese benötigten Vorgaben vorhanden. Im Anschluss an die Berechnung der Bewegungsaufgabe erfolgt die Berechnung der Güte der Dreigliedergruppe anhand der aktuellen Optimierparameter. Dazu wird die in Abschnitt 5.3.2.1 beschriebene Gütefunktion verwendet. Je nach Wahl der Gewichtungen innerhalb der Gütefunktion liegt der Fokus der Optimierung in der Realisierung einer möglichst genauen Approximation der Lagevorgaben oder auf anderen Kriterien, wie beispielsweise einem kleinen Bauraum.

Wie bereits beschrieben, hängt die Güte eines Bausteins auch von der Güte der restlichen Bausteine der Synthesegruppe ab. Das entsprechende Vorgehen dazu ist unter der Aktivität „Rekursive Synthese“ zusammengefasst. Die dazugehörige Aktivität ist in dem Aktivitätsdiagramm in Abbildung 6-3 dargestellt.

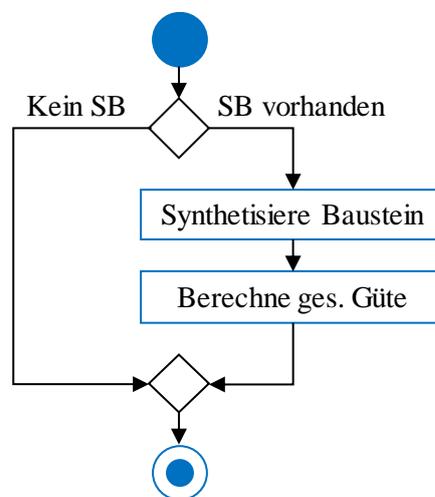


Abbildung 6-3: Aktivitätsdiagramm zur Aktivität „Rekursive Synthese“

Innerhalb der Aktivität wird zuerst überprüft, ob in der Synthesegruppe ein Synthesebaustein (SB) vorhanden ist, der noch nicht synthetisiert wurde. Ist kein solcher Synthesebaustein vorhanden, endet die Aktivität ohne weitere Aktionen. Wenn jedoch weitere Synthesebausteine vorhanden sind, wird die Aktivität „Synthetisiere Baustein“ rekursiv aufgerufen. Für den weiteren Baustein wird demnach das in Abbildung 6-2 dargestellte Verfahren durchlaufen. Endet die Synthese des nachfolgenden Bausteins, wird die gesamte

Güte berechnet. Diese setzt sich gleichermaßen aus der Güte beider Synthesebausteine zusammen. Die Optimierung endet, wenn das Optimum erreicht oder ein anderes Abbruchkriterium (z. B. eine maximale Anzahl an Iterationen der Optimierung) erfüllt wurde. Ist dies nicht der Fall, werden die Parameter nach den beschriebenen Optimierungsverfahren verändert und es startet eine weitere Iteration der Optimierung. Da auch nach einer exakten Synthese weitere Synthesebausteine in der Synthesegruppe enthalten sein können, folgt auch auf die Aktivität der exakten Synthese die beschriebene „Rekursive Synthese“.

Die Synthese von Gelenkketten ähnelt strukturell der Synthese von Dreigliedergruppen, bei denen eine Optimierung vorgenommen werden kann. Nach der Ermittlung der Startwerte, beginnt die eigentliche Optimierung. Dabei werden zuerst die Bewegungsaufgaben (BA) der Glieder berechnet, deren Bewegungsaufgaben noch nicht bekannt sind. Im Anschluss erfolgt die Ermittlung der Güte nach Abschnitt 5.3.2.2. Nach der Bestimmung der Güte des Synthesebausteins anhand der aktuellen Optimierparameter, folgt die rekursive Synthese. Die Optimierung endet, sobald ein Optimum erreicht oder ein Abbruchkriterium erfüllt ist.

Kurvengelenke unterscheiden sich hinsichtlich des Vorgehens zur Synthese um einen wesentlichen Schritt. Damit die Synthese eines Kurvengelenks angewendet werden kann, müssen die Bewegungsaufgaben der beiden Glieder des Bausteins vervollständigt werden. Nur wenn die Relativbewegung beider Getriebeglieder über den gesamten betrachteten Bereich bekannt ist, kann das in Abschnitt 5.2.4 beschriebene Verfahren angewendet werden. Im Anschluss an die Vervollständigung der Bewegungsaufgaben folgt auch hier die Ermittlung der Startwerte der Parameter für die Optimierung. Daraufhin folgt der iterative Ablauf der Optimierung. Im Gegensatz zu den anderen Synthesebausteinen, hängt die Güte eines Kurvengelenks nicht von der Güte der nachfolgenden Synthesebausteine ab. Dies lässt sich damit begründen, dass die Parameter eines solchen Bausteins keinen Einfluss auf die Bewegung weiterer Getriebeglieder haben. Es erfolgt daher auch keine Berechnung der Bewegungsaufgaben. Ist das Optimum erreicht oder ein Abbruchkriterium erfüllt, können innerhalb der rekursiven Synthese weitere Synthesebausteine der Gruppe synthetisiert werden.

Der beschriebene Ablauf soll anhand des in Abbildung 6-1 (Mitte) dargestellten watt'schen Getriebes erläutert werden. Dieses Getriebe besteht aus einer Synthesegruppe mit drei Synthesebausteinen (A_0AC , B_0B und DE). Die Synthese startet mit der Synthese des ersten Bausteins A_0AC – einer Gelenkkette mit drei Drehgelenken. Zuerst werden die Startwerte der Optimierung mittels eines PSOs berechnet. Im Anschluss erfolgt die Berechnung der

Bewegung der Getriebeglieder 1 und 2 aufgrund der durch die Optimierung gewählten Parameter der Gelenkkette. Danach wird die Güte der Gelenkkette bestimmt. Zwar kann die Gelenkkette A_0AC jede Lagenvorgabe exakt erfüllen, dennoch wird ihre Mobilität innerhalb des watt'schen Getriebes durch die beiden anderen Synthesebausteine B_0B und DE eingeschränkt. Die Güte der Gelenkkette A_0AC wird daher durch die Güte der nachfolgenden Synthesebausteine maßgeblich beeinflusst. Da die Parameter der Gelenkkette A_0AC die Bewegung der Getriebeglieder 1 und 2 beeinflussen, haben sie auch Einfluss auf die Synthese der weiteren Synthesebausteine. Diese Problematik wird dadurch gelöst, dass die Synthese des nachfolgenden Synthesebausteins rekursiv innerhalb der Optimierung der Gelenkkette A_0AC aufgerufen wird. Dies ist die Synthese der Dreigliedergruppe B_0B . Die Parameter dieses Bausteins beeinflussen wiederum die Bewegung von Getriebeglied 5 und somit die Voraussetzungen der Dreigliedergruppe DE . Daher wird innerhalb der Synthese der Dreigliedergruppe B_0B die Synthese der Dreigliedergruppe DE aufgerufen. Da die Dreigliedergruppe DE der letzte Baustein der Synthesegruppe ist, wird in der Synthese des Bausteins keine weitere Synthese aufgerufen. Wie durch das beschriebene Verfahren deutlich wird, entsteht durch die Rekursion eine Schachtelung der Synthesen einzelner Bausteine. Über diese Schachtelung kann die Güte einer Getriebegruppe mittels weniger Module bestimmt werden.

6.3 Zusammenfassung

Innerhalb dieses Kapitels wurde das grundlegende Vorgehen zur Synthese von Getrieben erläutert. Zum einen wurde erklärt, wie für die Synthese geeignete Strukturen anhand der Synthesebausteine und Synthesegruppen ermittelt werden. Zum anderen wurde das Vorgehen zur Maßsynthese der Strukturen beschrieben. Die Maßsynthese einer Synthesegruppe startet mit dem ersten Baustein. Innerhalb der Maßsynthese eines Bausteins kann die Maßsynthese weiterer Bausteine der gleichen Gruppe rekursiv erfolgen. Durch den rekursiven Aufruf und die daraus resultierende Schachtelung kann mittels weniger Berechnungsmodule für die unterschiedlichen Bausteine ein Großteil der Strukturen aus der Strukturdatenbank synthetisiert werden.

7 Validierung der künstlichen Intelligenz

In den vorangegangenen Kapiteln wurde die Entwicklung eines Expertensystems zur Struktur- und Maßsynthese ebener Getriebe beschrieben. Mit Hilfe dieses Expertensystems sollen Getriebe zur Lösung einer Bewegungsaufgabe automatisiert synthetisiert werden. Dieses Kapitel beinhaltet die Validierung der entwickelten KI-Lösung anhand ausgewählter Anwendungsfälle. Da sich Führungsgetriebe und Übertragungsgetriebe hinsichtlich der Formulierung der Bewegungsaufgaben unterscheiden, werden sie getrennt voneinander validiert.

7.1 Validierung von Führungsgetrieben

Wie in Abschnitt 3.2 gezeigt, ist eine KI genau dann intelligent, wenn sie gleiche oder ähnliche Ergebnisse liefert, wie ein Experte in dem betreffenden Gebiet. Die MCCARTHY Design Challenge ist in der Getriebetechnik eine beliebte Aufgabenstellung zur Validierung von Maßsyntheseverfahren. So haben beispielsweise bereits [AAC02; Lar15; ZGZ16] ihre Syntheseverfahren anhand der genannten Challenge validiert. Um die Intelligenz der KI unter Beweis zu stellen, sollte diese zu den gleichen oder ähnlichen Ergebnissen gelangen wie die an o.g. Challenge beteiligten Experten.

Die Design Challenge besteht aus den in Abbildung 7-1 dargestellten elf Lagen. Analog zu [ZGZ16] wird die Bewegungsaufgabe so angepasst, dass vier Lagen exakt erfüllt werden sollen (L_1 , L_3 , L_8 und L_{11}). Zudem wird die Bewegungsaufgabe aus Darstellungsgründen skaliert. Die entsprechenden numerischen Werte der einzelnen Lagen sind in Tabelle A.1 im Anhang dokumentiert.

In bisherigen Veröffentlichungen wurde zur Lösung der Design Challenge eine viergliedrige Getriebestruktur mit vier Drehgelenken synthetisiert. Da die KI eigenständig passende Getriebestrukturen ermitteln soll, werden zur Validierung der KI keine spezifischen Angaben hinsichtlich der Getriebestruktur getroffen.

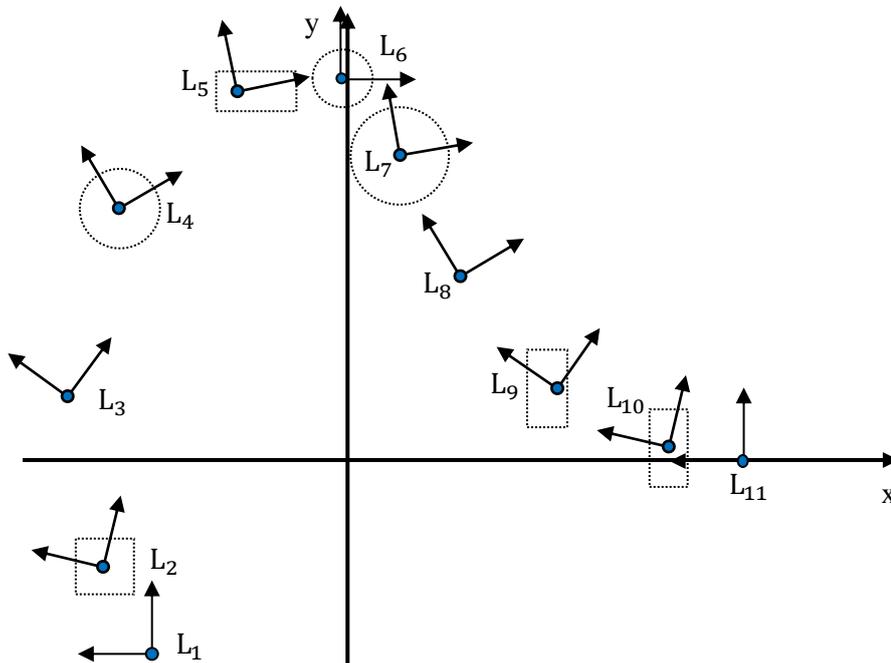


Abbildung 7-1: MCCARTHY Design Challenge mit vier exakt zu erfüllenden Lagen

Die KI entnimmt potentiell geeignete Getriebestrukturen aus der in Abschnitt 4.2.6 beschriebenen Datenbank. Im Anschluss daran werden die Getriebestrukturen anhand der Bewegungsaufgabe bewertet und ggf. aussortiert. Die in Abbildung 7-1 dargestellte MCCARTHY Design Challenge beinhaltet vier Lagen, welche exakt eingehalten werden müssen. Daher sind alle Getriebestrukturen ungeeignet, die einen Synthesebaustein enthalten, der aus zwei Schubgelenken besteht. Solche Strukturen können mit dem in dieser Arbeit entwickelten Syntheseverfahren keine exakte Lage realisieren. Die geeigneten Strukturen werden dann anhand der in Tabelle 7.1 aufgelisteten Kriterien bewertet und sortiert. Zur Berücksichtigung der unterschiedlichen Bedeutung einzelner Kriterien können diese nach [PB13, S. 395] gewichtet werden. Eine exemplarische Gewichtung ist ebenfalls in Tabelle 7.1 gezeigt.

Tabelle 7.1: Kriterien zur Bewertung einer Getriebestruktur sowie deren Gewichtung

Kriterium	Gewichtung [%]
Geringe Anzahl an Getriebegliedern	25
Geringe Anzahl an Kurvengelenken	45
Geringe Anzahl an Schubgelenken	30

Durch die Bewertung werden Getriebe bevorzugt synthetisiert, die aus wenigen Getriebegliedern bestehen. Zudem werden Getriebe mit Schub- und Kurvengelenken abgewertet. Die

zehn besten Getriebestrukturen, welche anhand dieser Bewertung am geeignetsten zur Synthese der Führungsaufgabe scheinen, sind in Abbildung 7-2 in entsprechender Reihenfolge skizziert. Ebenfalls abgebildet ist das Ergebnis der Bewertung der Struktur. Der Zahlenwert entspricht dem Bewertungsergebnis der jeweiligen Struktur relativ zum bestmöglichen Ergebnis des Kriteriums in Prozent. Wären alle Lagen der MCCARTHY Design Challenge als exakte Lagen vorgegeben worden, würden zur Synthese nur Kurvenführungsgetriebe in Frage kommen. Die zehn geeignetsten Strukturen der Kurvenführungsgetriebe sind mitsamt Bewertung in Abbildung A-1 dargestellt.

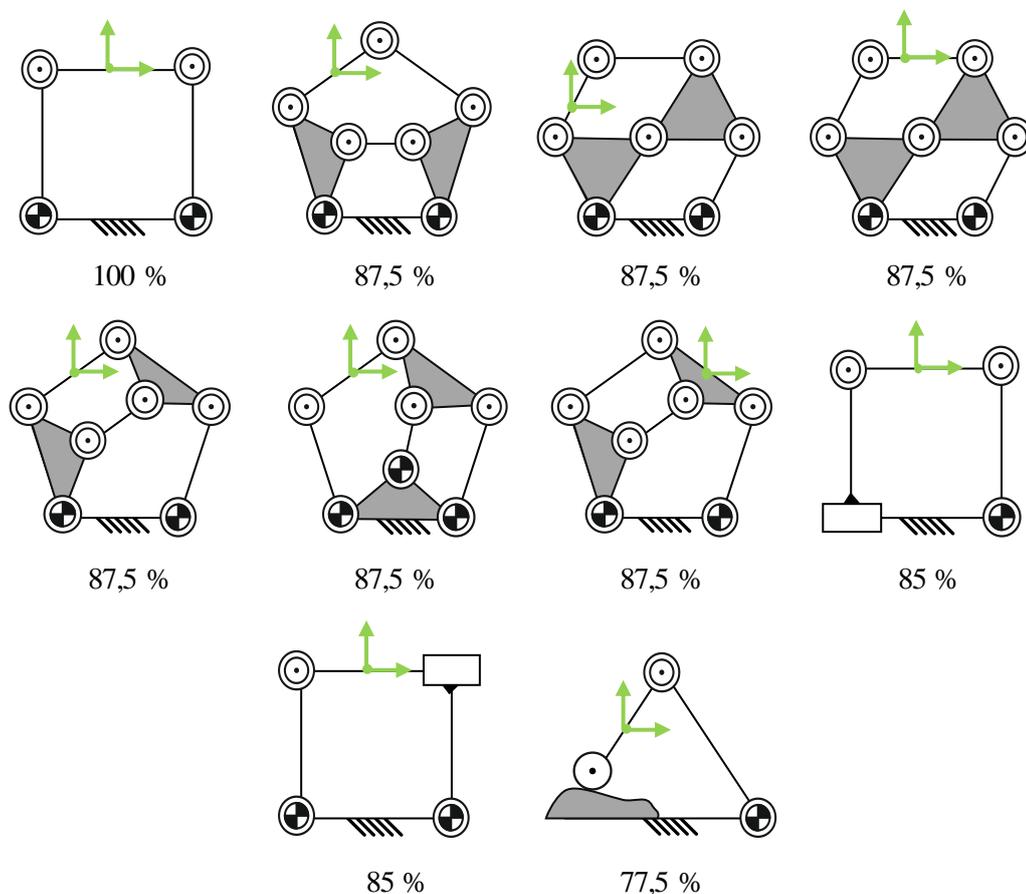


Abbildung 7-2: Ranking der Getriebestrukturen zur Erfüllung der Design Challenge

Nachdem das Ranking der verschiedenen Strukturen ermittelt wurde, wird analog zu dem in Abbildung 3-5 dargestellten Regelfluss die Maßsynthese durchgeführt. Dabei wird der Maßsynthesalgorithmus zunächst auf die am besten bewertete Struktur angewendet. Werden mit dieser Struktur keine zufriedenstellende Lösung ermittelt, werden die Maße der nächsten Struktur des Rankings synthetisiert. Dieses Verfahren wird solange wiederholt, bis eine ausreichende Anzahl an Getriebelösungen generiert wurde.

Die anhand der Bewertungskriterien aus Tabelle 7.1 ermittelte beste Struktur ist nach Abbildung 7-2 ein viergliedriges Getriebe mit vier Drehgelenken. Daher wird von der KI zuerst für dieses Getriebe eine Lösung ermittelt, welche die exakten Lagen erfüllt und die weiteren Lagen ideal annähert. Dazu wird das Getriebe in zwei Synthesebausteine unterteilt. Diese Bausteine bestehen jeweils aus zwei Drehgelenken und können unabhängig voneinander synthetisiert werden. Die Synthese der einzelnen Bausteine erfolgt dabei nach dem in Abbildung 6-2 dargestellten Vorgehen.

Demnach wird zuerst die Anzahl der exakt zu erfüllenden Lagen geprüft. Da der Synthesebaustein insgesamt fünf Lagen exakt erfüllen kann, aber nur vier exakte Lagen vorgegeben sind, muss eine passende Lösung durch Optimierung ermittelt werden. Die Optimierung startet mit der Ermittlung der Startwerte. Dazu wird wie in Abbildung 5-18 beschrieben vorgegangen. Bezogen auf die betrachtete Design Challenge werden die vier exakt zu erfüllenden Lagen jeweils mit einer zu approximierenden Lage kombiniert. Im Anschluss wird für jede Kombination die Fünflagensynthese analog zu beispielsweise [Bra80, S. 28–34; DBF83, S. 25–26; MS11, S. 108–111] durchgeführt. Die Ergebnisse dieser Lagensynthese sind für die MCCARTHY Design Challenge im Anhang in Tabelle A.2 zusammengestellt. Nicht jede der in Tabelle A.2 genannten Lösungen wird als Startwert für die Optimierung verwendet. Manche Lösungen sind nahezu identisch und würden aller Wahrscheinlichkeit nach zum gleichen lokalen Optimum führen. Um den Rechenaufwand zu reduzieren, werden ähnliche Lösungen erkannt und aussortiert. Übrig bleiben die drei in Tabelle 7.2 gelisteten Startwerte.

Tabelle 7.2: Startwerte für die Optimierung eines Lenkers

i	A_0		A	
	x [mm]	y [mm]	x [mm]	y [mm]
1	98,32	26,56	-88,34	86,54
2	198,45	182,36	85,38	22,15
3	211,95	169,15	90,00	35,00

Ausgehend von diesen Startwerten wird nun eine optimale Lösung für die in Abschnitt 5.3.2.1 beschriebene Zielfunktion ermittelt. Durch das Vorhandensein von Startwerten kann bei der Optimierung ein gradientenbasierter Ansatz verwendet werden. Da die Zielfunktion aufgrund der verwendeten Strafterme nicht stetig und damit auch nicht immer partiell differenzierbar ist, wird der in Abschnitt 5.3.1.1 vorgestellte Black Box Optimierungsalgorithmus BOBYQA

verwendet. Die Optimierung führt zu zwei unterschiedlichen Lenkern, welche zusammen ein viergliedriges Getriebe mit vier Drehgelenken ergeben. Das resultierende Getriebe ist mitsamt seiner Koppelkurve in Abbildung 7-3 dargestellt. Die numerischen Werte der Gelenkkordinaten sind in Tabelle A.3 zu finden.

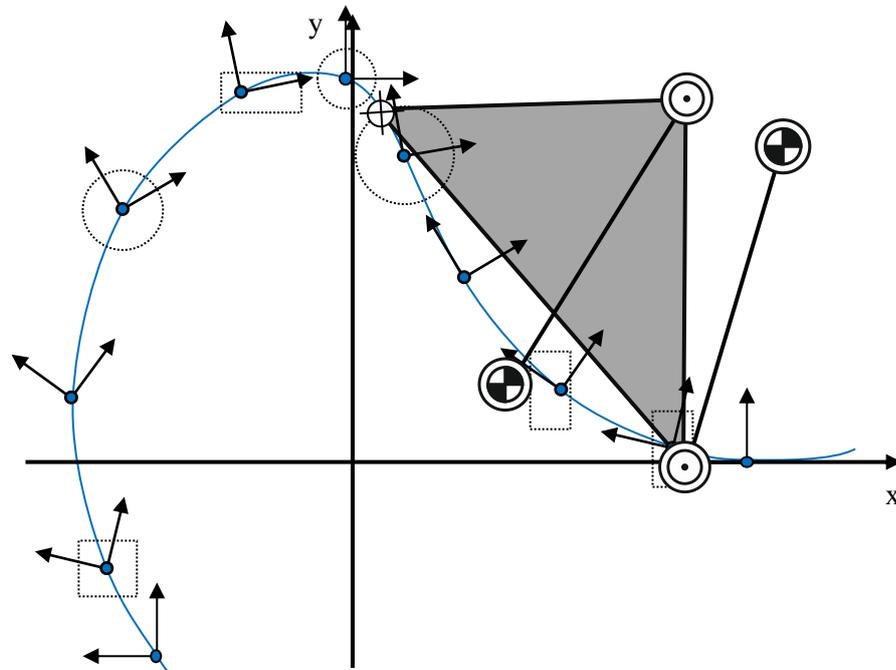


Abbildung 7-3: Ergebnis des Optimierungsalgorithmus für die MCCARTHY Design Challenge

Bereits die Maßsynthese der ersten Getriebestruktur aus Abbildung 7-2 führt zu einem Ergebnis, das die Lagen sehr gut annähert. Daher muss keine weitere Getriebestruktur synthetisiert werden und die KI beendet den gesamten Syntheseprozess. Im Vergleich zu den Ergebnissen die ZHAO et al. in [ZGZ16] ermittelt haben, weichen die Ergebnisse der KI nur geringfügig ab. Die Abweichung lässt sich auf die unterschiedliche Berücksichtigung von Toleranzen zurückführen. Damit liefert die KI für diese Synthesaufgabe eine Lösung, welche vergleichbar mit der der Experten ZHAO et al. ist.

Wie in Abschnitt 3.2.2 beschrieben, können die Entscheidungen der KI in einer Erklärungskomponente festgehalten werden. Der Anwender der KI hat dann die Möglichkeit, die Entscheidungen der KI nachzuvollziehen und ggf. seine Bewegungsvorgaben anzupassen. Ein Ausschnitt aus dieser Erklärungskomponente ist im Anhang in Abbildung A-2 dargestellt. Da bereits mit dem viergliedrigen Getriebe ausschließlich bestehend aus Drehgelenken eine gute GetriebeLösung gefunden wurde, müssen die restlichen Getriebestrukturen aus Abbildung 7-2 nicht synthetisiert werden. Um an dieser Stelle den Maßsynthesealgorithmus auch anhand

weiterer Strukturen zu validieren, sind im Anhang zusätzliche von der KI ermittelte Ergebnisse zur Lösung der Design Challenge gegeben (s. Abbildung A-3 - Abbildung A-8). Darunter sind auch Getriebe zu finden, die neben Drehgelenken auch ein Schubgelenk aufweisen. Da diese Lösungen ebenfalls die Bewegungsaufgabe erfüllen, ist der beschriebene Maßsynthesealgorithmus auch für die Synthese komplexer Getriebe geeignet, die neben Dreh- auch Schubgelenke enthalten.

7.2 Validierung von Übertragungsgetrieben

Im Gegensatz zu der Synthese von Führungsgetrieben existiert für die Synthese von Übertragungsgetrieben keine Design Challenge, anhand derer die KI validiert werden kann. Aus diesem Grund muss für die Validierung der Synthese von Übertragungsgetrieben eine neue Bewegungsaufgabe definiert werden, welche durch die KI gelöst werden soll. In der vorliegenden Arbeit fällt die Wahl auf die in Abbildung 7-4 dargestellte Bewegung. Diese Bewegung besteht aus neun Vorgaben eines Abtriebswinkels ψ relativ zur Zeit t . Der Antrieb und Abtrieb soll dabei drehend im Gestell gelagert sein. Vier der Bewegungsvorgaben weisen keine Toleranz auf und sind dementsprechend exakt zu erfüllen. Die Bewegungsvorgaben II – VI erlauben eine Abweichung und müssen lediglich approximiert werden. Die numerischen Werte der Bewegungsaufgabe sind im Anhang in Tabelle A.4 festgehalten.

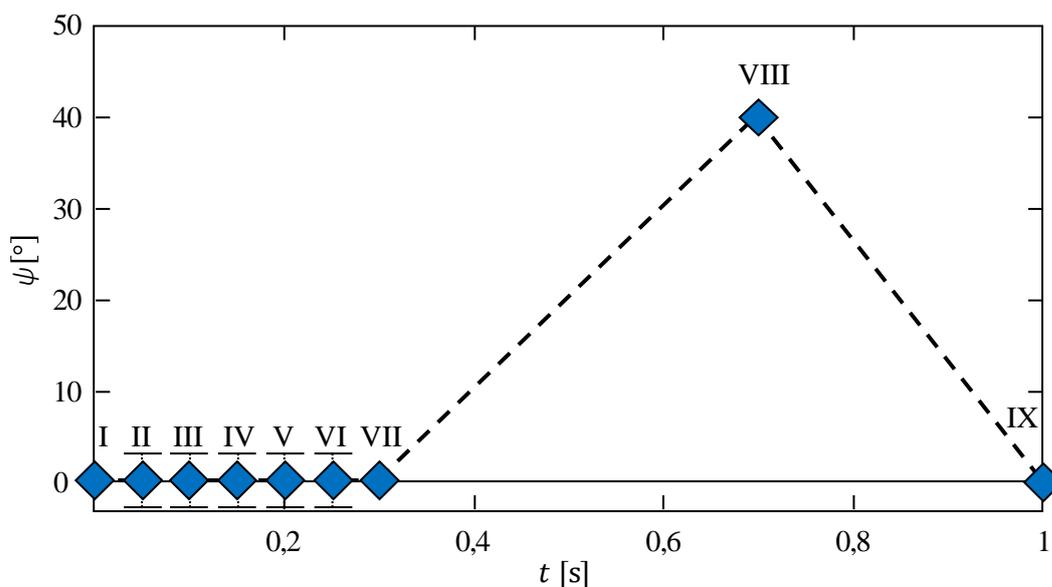


Abbildung 7-4: Bewegungsaufgabe zur Synthese eines Übertragungsgetriebes

Wie bereits erwähnt, besteht die Bewegungsaufgabe aus vier Bewegungsvorgaben, die keine Toleranz aufweisen. Da die Bewegung periodisch ist und die Bewegungsvorgabe I der Bewegungsvorgabe IX entspricht, muss die Vorgabe IX nicht in der Synthese berücksichtigt werden. Sie wird automatisch eingehalten, sobald Vorgabe I eingehalten wird. Zur Synthese des Getriebes werden demnach die exakten Vorgaben I, VII und VIII sowie die zu approximierenden Vorgaben II – VI berücksichtigt.

Zur Synthese einer Bewegung mit drei exakten Lagevorgaben können analog zur Führungsaufgabe aus Abschnitt 7.1 alle Getriebestrukturen verwendet werden, die keinen Baustein enthalten, der nur aus zwei Schubgelenken besteht. Mit den Bewertungskriterien und Gewichtungen aus Tabelle 7.1 können die Getriebestrukturen bewertet und sortiert werden. Die Ergebnisse der Bewertung durch die KI sind in Abbildung 7-5 dargestellt. Die Reihenfolge der Lösung entspricht der Bewertung der Getriebestrukturen anhand der in Tabelle 7.1 genannten Kriterien. Das viergliedrige Getriebe mit vier Drehgelenken ist demnach die zu bevorzugende Struktur, gefolgt von den sechsgliedrigen Getrieben mit sieben Drehgelenken.

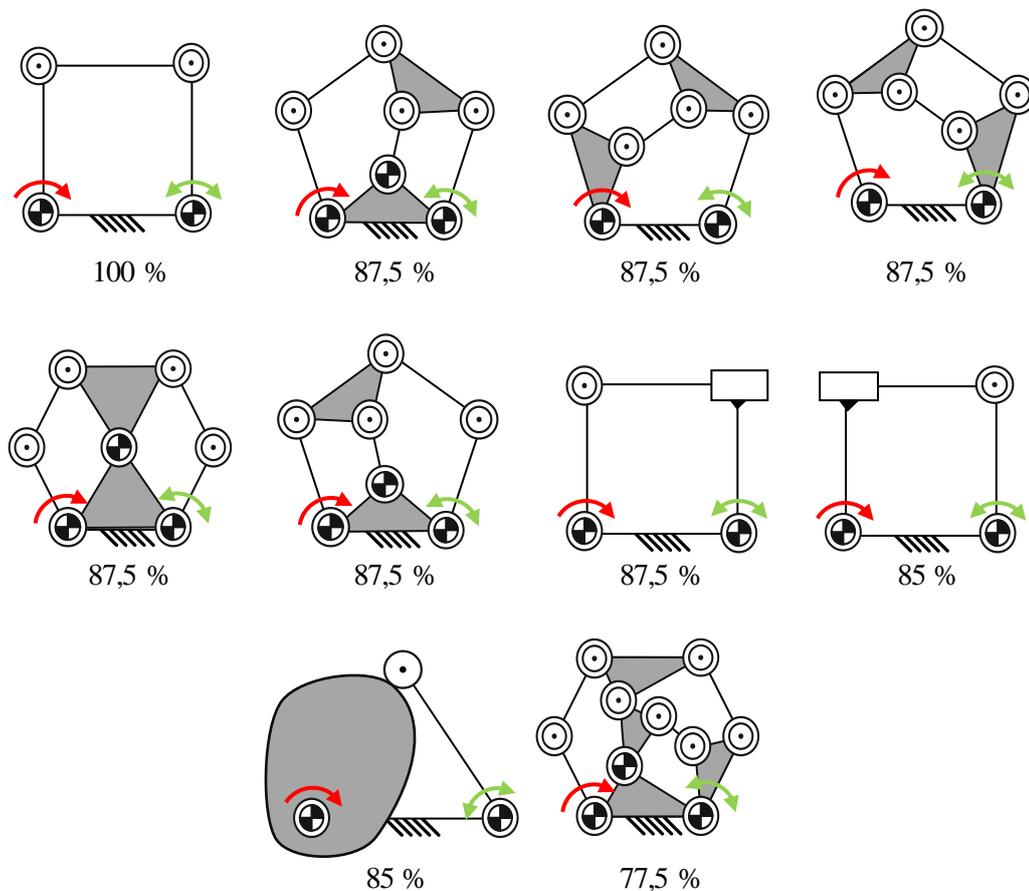


Abbildung 7-5: Ranking der Getriebestrukturen zur Erfüllung der Übertragungsbewegung

Zur Ermittlung einer Lösung werden die Getriebestrukturen aus Abbildung 7-5 nacheinander mit dem in Kapitel 5 beschriebenen Algorithmus synthetisiert. Dazu versucht die KI zunächst für das bestbewertete Getriebe aus Abbildung 7-4 eine Lösung für die Bewegungsaufgabe zu ermitteln. Da für diese Getriebestruktur, bestehend aus vier Getriebegliedern und vier Gelenken, keine Lösung gefunden werden kann, mit der die Rast in entsprechender Güte erreicht wird, geht die KI zur nächsten Getriebestruktur über. Diese Struktur entspricht einem Stephenson-3 Getriebe. Der Maßsynthesealgorithmus liefert für diese Struktur das in Abbildung 7-6 dargestellte Getriebe als Lösung. Die numerischen Werte der Abmessungen sind in Abbildung A-9 im Anhang dokumentiert. Dieses Getriebe weist eine Abweichung in der Rast in Höhe von $\Delta\psi = 2,16^\circ$ auf. Zudem wird bei $t = 0,7$ s der gewünschte Schwingwinkel von $\psi = 40^\circ$ exakt erreicht. Das abgebildete Getriebe erfüllt demnach die Bewegungsaufgabe und die KI beendet den Syntheseprozess.

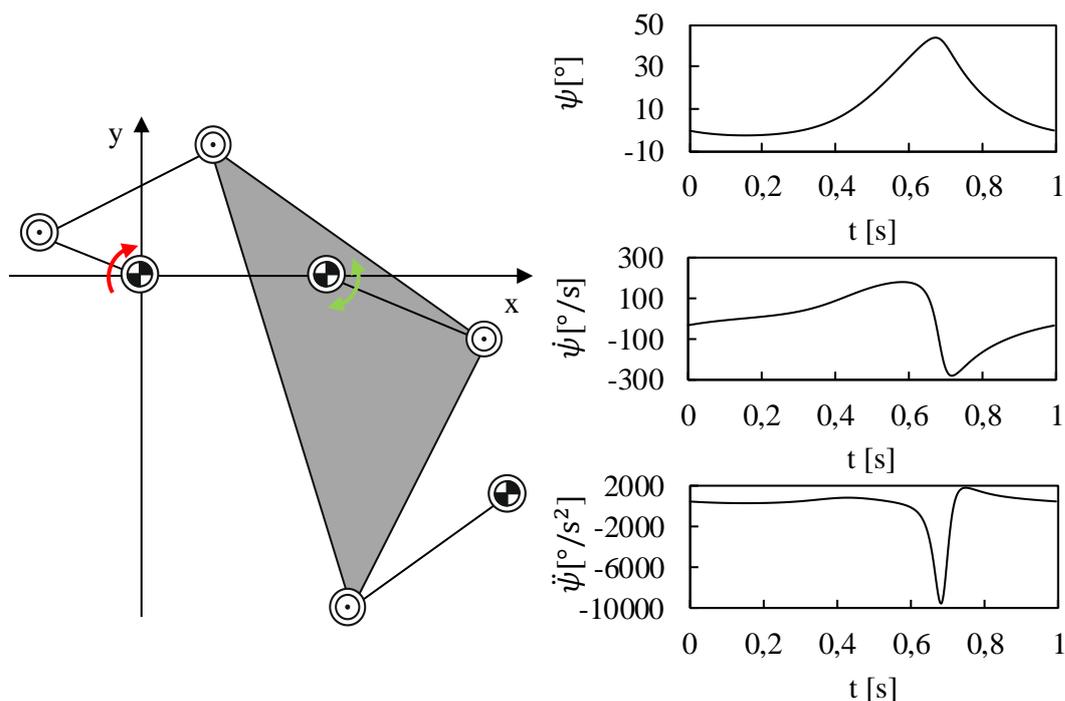


Abbildung 7-6: Stephenson-3 Rastgetriebe (links) mit resultierender Übertragungsfunktion (rechts)

Natürlich können auch entsprechende Rasten mit weiteren Getriebestrukturen erreicht werden. In [VDI2727-4] wird beschrieben, welche Getriebestrukturen sich besonders zur Annäherung von Rasten eignen. Die dort beschriebenen Getriebe basieren vor allem auf mehrgliedrigen Getrieben mit entweder bahngesteuerten Zweischlägen (vgl. Getriebe 6 in Abbildung 7-5) oder multiplikativer Kopplung von viergliedrigen Getrieben (vgl. Getriebe 5 in Abbildung 7-5).

Zudem besteht die Möglichkeit, die Rast mit einem Antriebskurvenglied zu realisieren (vgl. Getriebe 9 in Abbildung 7-5).

So ist es analog zu [VDI2727-4] möglich, mit der KI für die Getriebestruktur 6 aus Abbildung 7-5 das in Abbildung 7-7 dargestellte Getriebe zu synthetisieren. Die numerischen Abmessungen des Getriebes sind im Anhang in Abbildung A-11 dokumentiert. Dieses bahngesteuerte Rastgetriebe erfüllt mit einer Abweichung in der Rast von $\Delta\psi = 2,56^\circ$ die Anforderungen an die Bewegung. Weitere durch die KI synthetisierte Getriebe zur Erfüllung der Übertragungsbewegung sind in Abbildung A-12, Abbildung A-13 sowie Abbildung A-15 gegeben und basieren auf anderen Getriebestrukturen.

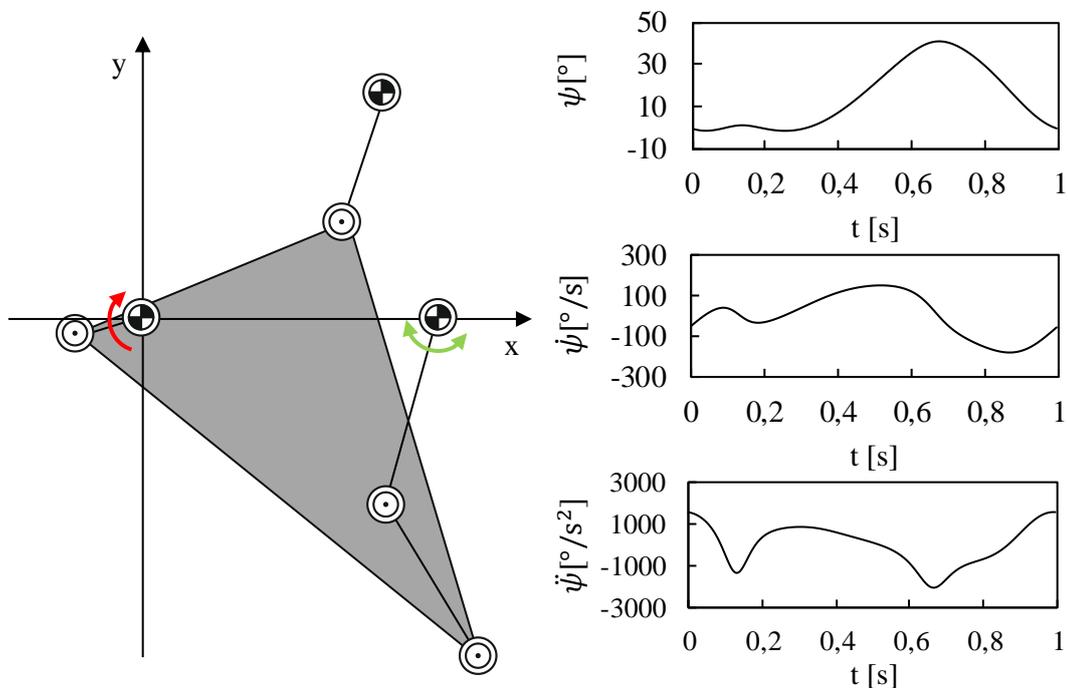


Abbildung 7-7: Koppelkurvenrastgetriebe (links) mit resultierender Übertragungsfunktion (rechts)

Um zu zeigen, dass auch die implementierte Synthese von Kurvengetrieben zielführend ist, ist in Abbildung 7-8 das von der KI synthetisierte Kurvengetriebe dargestellt. Wie in der Übertragungsfunktion zu sehen ist, wird auch mit dem Kurvengetriebe die Rast approximiert. Dies lässt sich darauf zurückführen, dass einzelne Punkte der Übertragungsfunktion und keine Segmente vorgegeben sind. Somit muss die Übertragungsfunktion mit Hilfe eines Splines dritten Grades erweitert werden (s. Abschnitt 5.2.4). Die Erweiterung der Bewegung führt dazu, dass sie in den Punkten exakt erfüllt, zwischen den Punkten aber nur angenähert wird. Die resultierende Abweichung in der Rast beträgt bei dem Kurvengetriebe $\Delta\psi = 0,31^\circ$ und ist

somit ca. um den Faktor zehn niedriger als bei den vorherigen beiden Getrieben. An dieser Stelle ist zudem erkennbar, dass die Erweiterung mit einem Spline dritten Grades zu einer stetigen Abtriebsfunktion in der dritten Ableitung führt. Das entsprechende Verfahren zur Erweiterung wurde in Abschnitt 5.2.4.1 beschrieben.

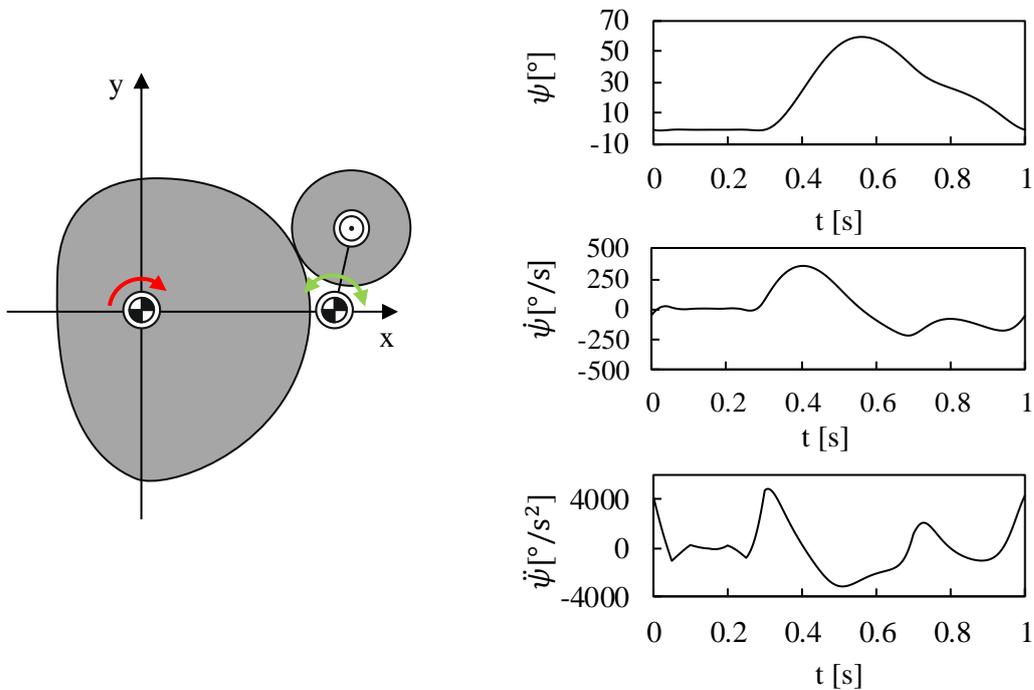


Abbildung 7-8: Kurvengetriebe (links) mit resultierender Übertragungsfunktion (rechts)

Wie in Abschnitt 5.2.4 erläutert, sind die Krümmung der Kurvenscheibe und der Übertragungswinkel wichtige Auslegungskriterien von Kurvenscheiben. Um das in Abbildung 7-8 dargestellte Kurvengetriebe weitergehend zu validieren, sind die beiden Kriterien über dem Antriebswinkel der Kurvenscheibe in Abbildung 7-9 dargestellt.

In dem vorgestellten Syntheseansatz wird der Übertragungswinkel lediglich approximiert (s. Abschnitt 5.2.4.2). Zur Synthese des Kurvengetriebes aus Abbildung 7-8 wurde beispielhaft ein minimaler Übertragungswinkel von $\mu_{\min} = 50^\circ$ definiert. Die Auswertung in Abbildung 7-9 zeigt, dass trotz der Approximation des Übertragungswinkels die untere Grenze des minimalen Übertragungswinkels jederzeit eingehalten wird. Für das Auslegungskriterium des Krümmungsradius ist es wichtig, dass die Kurvenkontur keine Spitzen aufweist (Krümmungsradius $r_K = 0$ mm). Wie in Abbildung 7-9 zu erkennen ist, beträgt der Krümmungsradius der Kurvenscheibe mindestens $r_K = 30$ mm. Da auch der Durchmesser der

Rolle mit $r_R = 30$ mm ausreichend groß ist, besitzt das Kurvengetriebe sehr gute Krümmungseigenschaften und ist damit eine legitime Lösung der Übertragungsaufgabe.

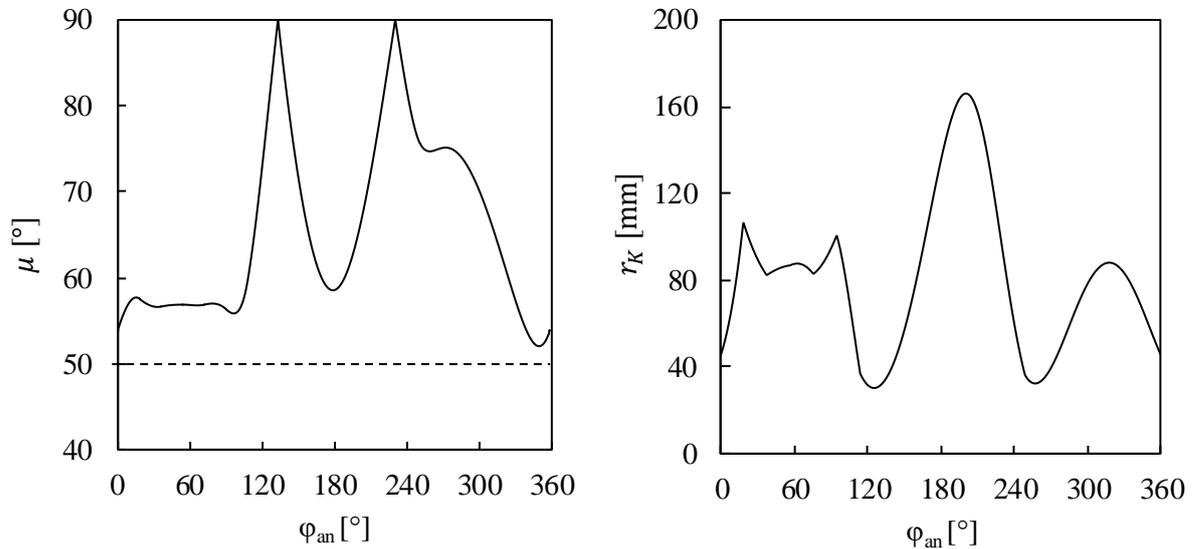


Abbildung 7-9: Übertragungswinkel des Kurven-Rastgetriebes (links) und Krümmungsradius der Kurvenscheibe (rechts) über dem Antriebswinkel

7.3 Zusammenfassung

Innerhalb dieses Kapitels wurde die KI anhand einer Führungs- und einer Übertragungsaufgabe validiert. Als Führungsaufgabe wurde die MCCARTHY Design Challenge von der KI gelöst. Neben der bekannten Lösung des viergliedrigen Getriebes mit vier Drehgelenken konnten sogar sechsgliedrige Getriebe mit Dreh- und Schubgelenken ermittelt werden, die die Bewegungsaufgabe erfüllen.

Zur Validierung der Synthese von Übertragungsgetrieben wurde eine Bewegung vorgegeben, welche eine zu approximierende Rast enthält. Für diese Aufgabe synthetisierte die KI unter anderem sechsgliedrige Getriebe mit Drehgelenken sowie ein Kurvengetriebe mit umlaufendem Kurvenglied. Neben den in der VDI beschriebenen Getrieben zur Erzeugung von Rasten wurde auch ein Getriebe synthetisiert, welches darüber hinaus die Bewegungsaufgabe erfüllt (s. Abbildung 7-6).

Da die KI für alle betrachteten Bewegungsaufgaben autonom entsprechende Lösungen gefunden hat, ist sie in der Lage, selbst anspruchsvolle Bewegungsaufgaben zu lösen. Dabei

werden nicht nur bekannte Lösungen gefunden, vielmehr wird der bekannte Lösungsraum um weitere Lösungen erweitert.

Zudem wurde mit den Anwendungsfällen gezeigt, dass die Einteilung in Synthesebausteine sowie die in Kapitel 5 und 6 beschriebene Umsetzung der Bausteine einen sinnvollen Ansatz zur Maßsynthese ebener Getriebe darstellt. Die in dieser Dissertation validierten Synthesebausteine sind Dreigliedergruppen mit zwei Drehgelenken bzw. mit einem Dreh- und einem Schubgelenk, Gelenkketten mit drei Gelenken bestehend aus Dreh- oder Schubgelenken sowie Synthesebausteine mit einem Kurvengelenk.

8 Zusammenfassung und Ausblick

Trotz der steigenden Anforderungen an die zu synthetisierenden Getriebe ist die Zahl der ausgebildeten Getriebetechniker rückläufig. Um dennoch den wachsenden Anforderungen gerecht zu werden, wird am Institut für Getriebetechnik, Maschinendynamik und Robotik der RWTH Aachen eine Software entwickelt, mit deren Hilfe auch ein Laie im Bereich der Getriebetechnik entsprechende Mechanismen entwickeln kann.

IT-Lösungen, die in der Lage sind, Laien bei der Lösung komplexerer Probleme zu unterstützen, sind in Technik und Wissenschaft unter dem Begriff Expertensysteme bekannt und basieren auf der Anwendung von Methoden der künstlichen Intelligenz. Daher wurde auch in der vorliegenden Arbeit der Ansatz eines Expertensystems gewählt. In der Getriebetechnik wurden bereits in der Vergangenheit in einzelnen Teilbereichen unterschiedliche Methoden der künstlichen Intelligenz eingesetzt. Die vorliegende Arbeit geht in dem Sinne über die bekannten Ansätze hinaus, dass ein Anwender – beispielweise ein Konstrukteur ohne tiefere Kenntnisse in der Getriebeentwicklung – lediglich die durch das Getriebe realisierende Bewegung formuliert und zusätzlich die relevanten Randbedingungen spezifiziert. Die Lösung der so formulierten Aufgabe erfolgt dann autonom durch das IT-System.

Um den Getriebetechnik-Laien bei der Definition der Synthesaufgabe zu unterstützen, wurde in der vorliegenden Arbeit eine Schnittstelle zur Formulierung von Führungs- und Übertragungsgetrieben entwickelt. Durch diese Schnittstelle hat der Getriebetechniker die Möglichkeit, seine Bewegung frei von vorhandenen Synthesverfahren zu formulieren. Zur Realisierung der Bewegungen wählt die KI potentiell geeignete Getriebestrukturen aus einer Datenbank aus.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurde ein auf der Graphentheorie basierender Algorithmus entwickelt, mit dessen Hilfe Getriebestrukturen synthetisiert und im Anschluss persistent in einer Datenbank hinterlegt wurden. Mit Hilfe des Algorithmus können Strukturen von Führungs- und Übertragungsgetrieben synthetisiert werden, welche einen Laufgrad $F = 1$

besitzen und sich aus Gelenken mit einem und zwei Gelenkfreiheitsgraden zusammensetzen. Bislang wurden mit dem Algorithmus Getriebestrukturen mit maximal acht Getriebegliedern synthetisiert, die neben Dreh- und Schubgelenken auch Kurvengelenke aufweisen. Mit diesen Eigenschaften konnten so insgesamt 97.086 Getriebestrukturen entwickelt und in der Datenbank hinterlegt werden.

Zur Maßsynthese dieser hohen Zahl an Getriebestrukturen wurde ein Algorithmus entwickelt, mit dem Getriebestrukturen in Synthesebausteine unterteilt werden. Auf dieser Basis wurden im Anschluss Maßsynthesealgorithmen beschrieben, die teils mit Hilfe von Optimierungsalgorithmen Lösungen der einzelnen Synthesebausteine ermitteln. Dazu wurden Algorithmen zur Synthese von Bausteinen mit zwei bzw. drei Dreh- und bzw. oder Schubgelenken sowie Bausteinen mit einem Kurvengelenk entwickelt.

Die im Rahmen der Arbeit beschriebenen Verfahren wurden programmtechnisch umgesetzt und in die bestehende Software integriert. Anschließend wurde das IT-System hinsichtlich seiner Leistungsfähigkeit evaluiert. Dazu wurden mit Hilfe der KI Getriebe zur Erfüllung einer Führungs- bzw. einer Übertragungsaufgabe synthetisiert. Neben den bekannten Lösungen gelang es der KI, weitere Getriebe zur Erfüllung der Bewegungsaufgaben zu entwickeln und hierdurch den Lösungsraum zu erweitern.

Mit der Validierung konnte gezeigt werden, dass die KI in der Lage ist, autonom und lediglich auf Basis der Bewegungsaufgabe Getriebelösungen zu synthetisieren. Die Entwicklung eines Expertensystems für den Getriebeentwurf ist damit noch nicht abschließend behandelt. Gerade die positiven Validierungsergebnisse zeigen, dass weiterführende Arbeiten im automatisierten Getriebeentwurf durchaus erfolgversprechend sind.

So ist es beispielsweise möglich, den Maßsynthesealgorithmus um weitere Aspekte zu erweitern. Der bisherige Algorithmus berücksichtigt Lagevorgaben, welche optional Toleranzen aufweisen können. Über die in Kapitel 2 beschriebene Schnittstelle besteht darüber hinaus die Möglichkeit, ebenso Segmente sowie Punkte mit optionaler Toleranz zu definieren. Diese Vorgaben werden zwar bereits durch die entwickelte KI in der Auswahl der potentiell geeigneten Strukturen berücksichtigt, jedoch nicht in der Maßsynthese. So könnten Punktvorgaben beispielsweise zum einen durch den in [MHH17] beschriebenen Algorithmus und zum anderen durch eine nachgeschaltete Optimierung einbezogen werden.

Der in Kapitel 5 und 6 beschriebene Maßsynthesealgorithmus berücksichtigt Toleranzvorgaben durch Gewichtung der entsprechenden Lagen in der jeweiligen Zielfunktion der Optimierung.

Wie die Validierung gezeigt hat, ist der Ansatz grundsätzlich zielführend. Jedoch kann nicht immer gewährleistet werden, dass der Algorithmus die entsprechenden Toleranzen hinreichend einhält. Die finale Prüfung kann nur durch die kinematische Analyse des synthetisierten Getriebes erfolgen. Daher könnte die Maßsynthese durch eine entsprechende Getriebeanalyse erweitert werden. MANNHEIM beschreibt in [Man15, S. 73–121] ein entsprechendes Vorgehen zur kinematischen Analyse. Durch das Einbeziehen der Analyse ist es zudem möglich, neben kinematischen Kriterien auch kinetische Kenngrößen zu integrieren. Hierzu liefert HEINRICH in [Hei18] eine geeignete Ausgangsbasis. So könnte beispielsweise auch bei Koppelgetrieben der Übertragungswinkel während der Bewegung bewertet und in der Optimierung berücksichtigt werden. Durch eine autonome Getriebeanalyse würde in einem solchen Fall die Autonomie der KI nicht verloren gehen. Der Nachteil der Integration der Getriebeanalyse in den beschriebenen Maßsynthesealgorithmus besteht im immens steigenden Rechenaufwand. Daher wäre es auch in diesem Fall zielführender, die Kriterien auf Basis der aktuellen Synthesergebnisse der KI in einer nachgeschalteten Optimierung zu berücksichtigen.

Ebenso besteht die Möglichkeit, das Portfolio der in der Maßsynthese berücksichtigten Synthesebausteine zu erweitern. Getriebe, welche Gelenkketten mit mehr als drei Gelenken enthalten, werden aufgrund des redundanten Freiheitsgrades bisher nicht berücksichtigt. Ebenso ist es möglich, den Funktionsumfang der KI um die Synthese antriebsbezogener Führungsgetriebe zu erweitern. Dazu müssten die in der Datenbank enthaltenen Führungsgetriebe um Antriebsglieder ergänzt werden. Eine Anwendung des beschriebenen Maßsynthesealgorithmus auf die entsprechenden Getriebestrukturen wäre dann ohne weiteres möglich. In diesem Rahmen wäre es ebenso möglich, die von der KI synthetisierten Führungsgetriebe mit den von ihr synthetisierten Übertragungsgetrieben zu koppeln – heißt den Antrieb eines Führungsgetriebes durch ein Übertragungsgetriebe zu realisieren.

Literaturverzeichnis

- [AAC02] Al-Widyan, K.; Angeles, J.; Cervantes-Sánchez, J. J., *A Numerically Robust Algorithm to Solve the Five-Pose Burmester Problem*, In: International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, Montreal, Canada, 2002, S. 617–626.
- [Abe85] Abel, T., *Ein Beitrag zur Struktur- und Maßsynthese mehrgliedriger ebener Kurbelgetriebe zur Erfüllung antriebsbezogener allgemeiner und spezieller Gliedlagen*, Dissertation, Aachen: RWTH Aachen, Institut für Getriebetechnik und Maschinendynamik, 1985.
- [Aig15] Aigner, M., *Graphentheorie*, Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2015, ISBN 978-3-658-10322-4.
- [BCC07] Bourrelle, J. S.; Chen, C.; Caro, S.; Angeles, J., *Graphical User Interface to Solve the Burmester Problem*, In: IFToMM (Hrsg.), 12th IFToMM World Congress, Besancon, 2007.
- [Bec90] Bechtloff, J., *Erzeugung von Bewegungsfunktionen mittels Splinefunktionen und ihre Anwendung auf Bewegungsgesetze für Kurvengetriebe*, In: Ingenieur-Archiv, (1990) 60, S. 518–528.
- [BH05] Butcher, E. A.; Hartman, C., *Enumeration and Classification of 12-Bar Planar Simple-Jointed Kinematic Chains Using a Hierarchical Approach*, In: Mechanism and Machine Theory, 2005, S. 1030–1050.
- [BJ15] B. Y. Tsuge; J. M. McCarthy, *Synthesis of a 10-bar linkage to guide the gait cycle of the human leg*, In: ASME 2015 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, Boston, 2015.
- [BLW76] Biggs, N.; Lloyd, E. K.; Wilson, R. J., *Graph theory, 1736-1936*, Oxford: Clarendon, 1976, ISBN 978-0198539018.
- [Boc09] Bochner, C., *Architekturentwicklung eines erweiterbaren Expertensystems zur Anwenderunterstützung bei flugphysikalischen Simulationen*, Masterarbeit, Bonn: Hochschule Bonn-Rhein-Sieg, Fachbereich Informatik, 2009.

- [Bog13] Bogon, T., *Agentenbasierte Schwarmintelligenz*, Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2013, ISBN 978-3-658-02291-4.
- [Bon08] Bonsch, F., *Bahnplanung für fünfgliedrige Drehgelenkgetriebe*, Dissertation, Aachen: RWTH Aachen, Institut für Getriebetechnik und Maschinendynamik, 2008.
- [BPM17] Brinker, J.; Paris, J.; Müller, M.; Hüsing, M.; Corves, B., *Mechanism Type Synthesis Approach for Automated Handling and Multiaxial Draping of Reinforcing Textiles*, In: Wenger, P.; Flores, P. (Hrsg.), *New trends in mechanism and machine science*, Switzerland: Springer International Publishing, 2017, ISBN 978-3-319-44155-9, S. 523–532.
- [Bra02] Braune, R., *Beschreibung von Kurven in Getriebetechnik-Software*, In: VDI Berichte (Hrsg.), *Kurvengetriebe, Koppelgetriebe, gesteuerte Antriebe*, Düsseldorf, 2002, S. 19–40.
- [Bra80] Braune, R., *Ein Beitrag zur Maßsynthese ebener viergliedriger Kurbelgetriebe: Entwicklung Programmierung und praktische Anwendung von Verfahren zur punktuell exakten Erfüllung geforderter Gliedführungen Übertragungsfunktionen Koppelkurven und Diagonalfunktionen*, Dissertation, Aachen: RWTH Aachen, Institut für Getriebetechnik und Maschinendynamik, 1980.
- [Bra96] Braune, R., *Das Projekt GENESYS: Zielsetzung und Realisierungsstand eines neuen umfassenden Software-Systems für die Entwicklung ungleichmäßig übersetzender Getriebe*, In: Verein Deutscher Ingenieure (Hrsg.), *Kurvengetriebe, Gelenkgetriebe, gesteuerte Antriebe*, Düsseldorf: VDI Verlag, 1996, ISBN 9783180912813, S. 17–46.
- [Bru85] Bruchwald, E., *Einfluss der Koppelkurven auf die Bewegungsmöglichkeiten eben bewegter Getriebeglieder*, Düsseldorf: VDI Verlag, 1985, ISBN 9783181424018.
- [Bur88] Burmester, L., *Lehrbuch der Kinematik*, Leipzig: Verlag von Arthur Felix, 1888.
- [BV87] Brock, R.; Volmer, J., *Getriebetechnik: Lehrbuch*, Berlin: VEB Verlag Technik, 5. Aufl., 1987, ISBN 9783341002704.
- [CDF10] Collard, J.-F.; Duysinx, P.; Fiset, P., *Optimal synthesis of planar mechanisms via an extensible-link approach*, In: *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 42 (2010) 3, S. 403–415, DOI 10.1007/s00158-010-0500-3.

- [CH07] Corves, B.; Harmeling, F., *Maßsynthese, Mehrkörpersimulation und elastizitätsbehaftete Getriebe*, In: Getriebetechnik-Kolloquium, Siegen, 2007.
- [CHM18] Corves, B.; Hüsing, M.; Müller, M., *A Model-View-Controller based Software Approach for the Interactive Design of Planar Mechanisms*, In: Asian MMS, Bangalore, Indien, 2018.
- [Cho09] Choi, S.-W., *Synthese und Analyse von ebenen, sphärischen und räumlichen Gerieben mit einem interaktiven Geometrieprogramm*, Dissertation, Aachen: RWTH Aachen University, Institut für Getriebetechnik und Maschinendynamik, 2009.
- [DBF83] Dittrich, G.; Braune, R.; Franzke, W., *Algebraische Maßsynthese ebener viergliedriger Kurbelgetriebe: Programmalgorithmen für Tisch- und Großrechner*, Düsseldorf: VDI, 1983, ISBN 9783181409015.
- [DF67] Dobrjanskyj, L.; Freudenstein, F., *Some Applications of Graph Theory to the Structural Analysis of Mechanisms*, In: Journal of Engineering for Industry, 89 (1967) 1, S. 153–158, DOI 10.1115/1.3609988.
- [DHK12] Ding, H.; Hou, F.; Kecskeméthy, A.; Huang, Z., *Synthesis of the whole family of planar 1-DOF kinematic chains and creation of their atlas database*, In: Mechanism and Machine Theory, 47 (2012) , S. 1–15.
- [DHM08] Ding, H.; Huang, Z.; Mu, D., *Computer-aided structure decomposition theory of kinematic chains and its applications*, In: Mechanism and Machine Theory, 2008, S. 1596–1609.
- [Din16] Ding, H., *Automatic Structural Synthesis of Planar Mechanisms and Its Application to Creative Design*, Duisburg, Essen: Universitätsbibliothek Duisburg-Essen, 2016.
- [Dit85] Dittrich, G., *Systematik der Bewegungsaufgaben und grundsätzliche Lösungsmöglichkeiten*, In: Verein Deutscher Ingenieure (Hrsg.), Bestlösungen für Bewegungsprobleme, Düsseldorf 1985: VDI Verlag, 1985, ISBN 9783180905761, S. 1–20.
- [DYH13] Ding, H.; Yang, W.; Huang, P.; Kecskeméthy, A., *Automatic Structural Synthesis of Planar Multiple Joint Kinematic Chains*, In: Journal of Mechanical Design, 135 (2013) 9, S. 91007.
- [EK95] Eberhart, R.; Kennedy, J., *A new optimizer using particle swarm theory*, In: MHS'95. Proceedings of the Sixth International Symposium on Micro Machine and Human Science, Nagoya, Japan, 1995, ISBN 0-7803-2676-8, S. 39–43.

- [Eng08] Engelbrecht, A. P., *Computational intelligence: An introduction*, Chichester, England, Hoboken, N.J.: John Wiley & Sons, 2nd ed., 2008, ISBN 978-0-470-03561-0.
- [Ert09] Ertel, W., *Grundkurs Künstliche Intelligenz*, Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag / GWV Fachverlage GmbH Wiesbaden, 2009, ISBN 978-3-8348-9989-7.
- [ESK01] Erdman, A. G.; Sandor, G. N.; Kota, S., *Mechanism design: Analysis and synthesis*, Upper Saddle River, NJ: Prentice-Hall, 4. ed., 2001, ISBN 9780130408723.
- [Eul36] Euler, L., *Solutio problematis ad geometriam situs pertinentis*, In: *Commentarii academiae scientiarum Petropolitanae* 8, 1736, S. 128–140.
- [FF90] Fang, W. E.; Freudenstein, F., *The Stratified Representation of Mechanisms*, In: *Journal of Mechanical Design*, 112 (1990) 4, S. 514–519, DOI 10.1115/1.2912640.
- [FGS15] Fricke, A.; Günzel, D.; Schaeffer, T., *Bewegungstechnik*, München: Carl Hanser Verlag, 2015, ISBN 978-3-446-44280-1.
- [Gau79] Gauchel, H.-J., *Über die Maß- und Struktursynthese sowie Optimierung vornehmlich sechsgliedriger ebener Kurbelgetriebe*, Dissertation, Aachen: RWTH Aachen, Institut für Getriebetechnik und Maschinendynamik, 1979.
- [GJ08] Gim Song Soh; J. M. McCarthy, *The synthesis of six-bar linkages as constrained planar 3R chains*, In: *Mechanism and Machine Theory*, (2008) 43, S. 160–170.
- [GM19] Glabe, J.; McCarthy, J. M., *Five Position Synthesis of a Planar Four-Bar Linkage*, In: Uhl, T. (Hrsg.), *Advances in Mechanism and Machine Science*, Cham: Springer International Publishing, 2019, ISBN 978-3-030-20130-2, S. 599–606.
- [Grü17] Grübler, M., *Getriebelehre: Eine Theorie des Zwanglaufes und der ebenen Mechanismen*, Berlin: Verlag von Julius Springer, 1917.
- [Gün94a] Günzel, D., *Ein Beitrag zur rechnerunterstützten Typ- und Maßsynthese ungleichmäßig übersetzender Mechanismen und Getriebe*, Düsseldorf: VDI-Verlag, 1994, ISBN 9783183232017.
- [Gün94b] Günzel, D., *Modulares Programmsystem für die Typ- und Maßsynthese ungleichmäßig übersetzender Mechanismen und Getriebe*, In: Verein Deutscher Ingenieure (Hrsg.), *Kurvengetriebe, Gelenkgetriebe und gesteuerte Antriebe*, Düsseldorf: VDI Verlag, 1994, ISBN 3-18-091111-5, S. 271–283.

- [HBC14] Hüsing, M.; Braune, R.; Corves, B., *Dimensional Synthesis with Mechanism Pro-cessing Strategy*, In: Flores, P.; Viadero, F. (Hrsg.), EUCOMES 2014: Springer, 2014, S. 139–146.
- [HCE00] Holte, J. E.; Chase, T. R.; Erdman, A. G., *Mixed Exact-Approximate Position Synthesis of Planar Mechanisms*, In: Journal of Mechanical Design, 122 (2000) 3, S. 278, DOI 10.1115/1.1287499.
- [Hei18] Heinrich, S., *Modulbasierte Synthese ebener Koppelgetriebe unter Einbeziehung kinetischer Kenngrößen*, Chemnitz: Universitätsverlag Chemnitz, 2018, ISBN 978-3-96100-066-1.
- [Hol70] Holland, J., *Robust algorithms for adaptation set in a general formal framework*, In: 1970 IEEE Symposium on Adaptive Processes Decision and Control, Austin, TX, USA, 1970, S. 175–180.
- [Hop12] Hopgood, A. A., *Intelligent systems for engineers and scientists*, Boca Raton, FL: CRC Press, 3rd ed., 2012, ISBN 978-1-4398-2120-6.
- [HS16a] Hahn, E.; Shai, O., *Construction of Baranov Trusses Using a Single Universal Construction Rule*, In: ASME 2016 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, Charlotte, North Carolina, USA, August 2016, ISBN 978-0-7918-5016-9.
- [HS16b] Hahn, E.; Shai, O., *A Single Universal Construction Rule for the Structural Synthesis of Mechanisms*, In: ASME 2016 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, Charlotte, North Carolina, USA, August 2016, ISBN 978-0-7918-5016-9, S. 1–10.
- [HTR09] Hagedorn, L.; Thonfeld, W.; Rankers, A., *Konstruktive Getriebelehre*, Berlin: Springer, 6. bearbeitete Auflage, 2009, ISBN 978-3-642-01613-4.
- [HZ02] Hayes, M. J. D.; Zsombor-Murray, P. J., *Solving the Burmester Problem Using Kinematic Mapping*, In: Design Engineering Technical Conferences, Montréal, 2002, S. 1439–1446.
- [KCH15] Kerle, H.; Corves, B.; Hüsing, M., *Getriebetechnik: Grundlagen, Entwicklung und Anwendung ungleichmäßig übersetzender Getriebe*, Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 5. Auflage, 2015, ISBN 978-3-658-10056-8.
- [KE95] Kennedy, J.; Eberhart, R., *Particle swarm optimization*, In: ICNN'95 - International Conference on Neural Networks, Perth, WA, Australia, 1995, ISBN 0-7803-2768-3, S. 1942–1948.

- [KK13] Krokmal, N.; Krokmal, O., *Structural analysis and synthesis of Assur groups based on their topological properties*, In: IFToMM (Hrsg.), World Congress in Mechanism and Machine Science, Guanajuato, Mexico, 2013.
- [KKH97] Kecskeméthy, A.; Krupp, T.; Hiller, M., *Symbolic Processing of Multiloop Mechanism Dynamics Using Closed-Form Kinematics Solutions*, In: Multibody System Dynamics 1, 1997 (1997) 1, S. 23–45.
- [KUA15] Khan, N.; Ullah, I.; Al-Grafi, M., *Dimensional synthesis of mechanical linkages using artificial neural networks and Fourier descriptors*, In: Mechanical Sciences, 6 (2015) 1, S. 29–34.
- [LaR11] La Rocca, G., *Knowledge based engineering techniques to support aircraft design and optimization*, 2011, ISBN 978-90-9026069-3.
- [Lar15] Larochelle, P., *Synthesis of Planar Mechanisms for Pick and Place Tasks with Guiding Positions*, In: Journal of Mechanisms and Robotics, 7 (2015).
- [LIB07] Lungarella, M.; Iida, F.; Bongard, J.; Pfeifer, R., *50 Years of Artificial Intelligence*, New York: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2007, ISBN 3-540-77295-2.
- [Lie04] Liese, H., *Wissensbasierte 3D-CAD Repräsentation*, Aachen: Shaker, 2004, ISBN 3-8322-2363-0.
- [Lin99] Lin, S., *Getriebesynthese nach unscharfen Lagenvorgaben durch Positionierung eines vorbestimmten Getriebes*, Düsseldorf: VDI-Verl., 1999, ISBN 9783183313013.
- [LM95] Luck, K.; Modler, K.-H., *Getriebetechnik: Analyse, Synthese, Optimierung*, Berlin: Springer Berlin Heidelberg, 2. Auflage, 1995, ISBN 3-540-57001-2.
- [Lun10] Lunze, J., *Künstliche Intelligenz für Ingenieure*, München: Oldenbourg, 2. Auflage, 2010, ISBN 978-3-486-70222-4.
- [LY08] Luenberger, D. G.; Ye, Y., *Linear and nonlinear programming*, New York, NY: Springer, 3rd ed., 2008, ISBN 978-0-387-74502-2.
- [Man15] Mannheim, T.-P., *Kombination analytischer und numerischer Berechnungsmethoden als Grundlage eines Softwaresystems zum Getriebeentwurf*, Dissertation, Aachen: RWTH Aachen University, Institut für Getriebetechnik und Maschinendynamik, 2015.
- [Man19] Mandl, P., *Internet Internals*, Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2019, ISBN 978-3-658-23535-2.

- [Man68] Manolescu, N. I., *For a united point of view in the study of the structural analysis of kinematic chains and mechanisms*, In: Journal of Mechanisms, 3 (1968) , S. 149–169, DOI 10.1016/0022-2569(68)90353-4.
- [Man73] Manolescu, N. I., *A Method Based on Baranov Trusses, and Using Graph Theory to find the Set of Planar Jointed Kinematic Chains and Mechanisms*, In: Mechanism and Machine Theory, 8 (1973) 1, S. 3–22.
- [Man79] Manolescu, N. I., *A Unified Method for the Formation of all Planar Jointed Kinematic Chains and Baranov Trusses*, In: Environment and Planning B: Planning and Design, (1979) 4, S. 447–454.
- [MAP02] Metaxiotis, K. S.; Askounis, D.; Psarras, J., *Expert systems in production planning and scheduling: A state-of-the-art survey*, In: Journal of Intelligent Manufacturing, 13 (2002) 4, S. 253–260.
- [Mat02] Matthes, J., *Systematische Auslegung von Kurvenkoppelgetrieben für Führungsbewegungen*, Dissertation, Chemnitz: Technische Universität Chemnitz, Fakultät für Maschinenbau und Verfahrenstechnik, 2002.
- [Mat19] Mathworks, *When to Use a Hybrid Function*, <https://www.mathworks.com/help/gads/when-to-use-hybrid-function.html> (zuletzt geprüft am 16.09.2019).
- [Mau15] Maurer, M., *Autonomes Fahren: Technische, rechtliche und gesellschaftliche Aspekte*, Berlin: Springer Berlin Heidelberg, 2015, ISBN 978-3-662-45853-2.
- [McC04] McCorduck, P., *Machines who think: A personal inquiry into the history and prospects of artificial intelligence*, Natick, Massachusetts: Peters, 2004, ISBN 1-56881-205-1.
- [MHH17] Müller, M.; Hörter, E.; Hüsing, M.; Corves, B., *Hybrid Dimensional Synthesis of Planar Mechanisms for the Combination of Finite Positions and Path-Points*, In: AzC IFToMM-Azerbaijan Technical University (Hrsg.), International Symposium of Mechanism and Machine Science, Baku, Azerbaijan, 2017, S. 143–149.
- [MHH19a] Müller, M.; Hoffmann, M.; Hüsing, M.; Corves, B., *A new Approach to Determine the Main Dimensions of Complex Cam Mechanisms*, In: Uhl, T. (Hrsg.), Advances in mechanism and machine science, Cham (Switzerland): Springer Nature Switzerland AG, 2019, ISBN 978-3-030-20130-2, S. 1385–1394.

- [MHH19b] Müller, M.; Hoffmann, M.; Hüsing, M.; Corves, B., *Using servo-drives to optimize the transmission angle of cam mechanisms*, In: Mechanism and Machine Theory, 135 (2019) , S. 165–175, DOI 10.1016/j.mechmachtheory.2019.02.001.
- [Mil94] Millonas, M. M., *Swarms, Phase Transitions, and Collective Intelligence*, In: Palaniswami, M. et al. (Hrsg.), Computational Intelligence: A Dynamic System Perspective, 1994.
- [Mit97] Mitchell, T. M., *Machine Learning*, New York: McGraw-Hill, 1997, ISBN 0070428077.
- [MLI19] Mercader, A.; Leyerer, A.; Irlinger, F.; Lüth, T. C., *Deep Learning zur Viergelenksynthese unter Verwendung der Fourier-Koeffizienten der Koppelkurve*, In: DuEPublico: Duisburg-Essen Publications Online, University of Duisburg-Essen, Germany (Hrsg.), IFToMM D-A-CH, Aachen, 2019.
- [MM97] Murray, A. P.; McCarthy, J. M., *Center-point Curves Through Six Arbitrary Points*, In: Journal of Mechanical Design, 119 (1997) 1, 36-39.
- [MMH18] Müller, M.; Mannheim, T.-P.; Hüsing, M.; Corves, B., *MechDev – A new Software for Developing Planar Mechanisms*, In: Kecskeméthy, A. et al. (Hrsg.), Third Conference on Interdisciplinary Applications in Kinematics, Lima, Peru, 2018.
- [MPM15] Mannheim, T.; Paris, J.; Müller, M.; Kurtenbach, S.; Hüsing, M.; Corves, B.; Saadat, M., *Strategien zur Struktur- und Maßsynthese von Greiferbacken mit Ebenenparallelführung*, In: Lüth, T. C.; Irlinger, F.; Abdul-Sater, K. (Hrsg.), 11. Kolloquium Getriebetechnik, München, 2015, ISBN 978-3-7375-6497-7, S. 351–364.
- [MRS07] Martin, P. J.; Russell, K.; Sodhi, R. S., *On mechanism design optimization for motion generation*, In: Mechanism and Machine Theory, 42 (2007) 10, S. 1251–1263.
- [Mru03] Mruthyunjaya, T. S., *Kinematic structure of mechanisms revisited*, In: Mechanism and Machine Theory, 38 (2003) , S. 279–320.
- [MS11] McCarthy, J. M.; Soh, G. S., *Geometric design of linkages*, New York: Springer, 2nd ed., 2011, ISBN 978-1-4614-2767-4.
- [Mül15] Müller, A., *Representation of the kinematic topology of mechanisms for kinematic analysis*, In: Mechanical Sciences, 6 (2015) 2, S. 137–146.

- [Mül97] Müller, J., *Entwicklung eines Expertensystems zur Auswahl von Greifern für Handhabungsaufgaben*, Dissertation, RWTH Aachen, Institut für Getriebetechnik und Maschinendynamik, 1997.
- [Neg05] Negnevitsky, M., *Artificial intelligence: A guide to intelligent systems*, Harlow, England, New York: Addison-Wesley, 2nd ed., 2005, ISBN 0-321-20466-2.
- [Nie03] Niemeyer, J., *Methodische Entwicklung von Prinziplösungen bei der Auslegung ungleichmäßig übersetzender Getriebe unter Verwendung eines praxisorientierten interaktiven Wissensspeichers*, Aachen: Shaker, 2003, ISBN 3-8322-1518-2.
- [NM16] Nafees, K.; Mohammad, A., *Dimensional synthesis of six-bar Stephenson II linkage for fifteen precision points path generation*, In: Recent Trends in Engineering and Material Sciences, 8 (2016) , S. 485–487.
- [Nor09] Norton, R. L., *Cam Design and Manufacturing Handbook*, South Norwalk: Industrial Press, 2009, ISBN 9780831133672.
- [NW06] Nocedal, J.; Wright, S. J., *Numerical optimization*, New York: Springer, 2nd ed., 2006, ISBN 0-387-98793-2.
- [Ode63] Oderfeld, J., *Ermittlung von Momentanpolen in ebenen Getrieben*, In: Maschinenbautechnik, 12 (1963) , S. 374–375.
- [PB13] Pahl, G.; Beitz, W., *Pahl/Beitz Konstruktionslehre: Methoden und Anwendung erfolgreicher Produktentwicklung*, Berlin: Springer Vieweg, 8. vollständig überarbeitete Auflage, 2013, ISBN 3-642-29568-1.
- [PC05] Pucheta, M. A.; Cardona, A., *Type Synthesis of Planar Linkage Mechanisms with Rotoidal and Prismatic Joints*, In: Larreteguy, A. (Hrsg.), Mecánica Computacional Vol. XXIV, Buenos Aires, 2005, S. 2703–2730.
- [PC07a] Pucheta, M. A.; Cardona, A., *An automated method for type synthesis of planar linkages based on a constrained subgraph isomorphism detection*, In: Multibody System Dynamics, 18 (2007) 2, S. 233–258.
- [PC07b] Pucheta, M. A.; Cardona, A., *Kinematics Synthesis of Planar Multi-Loop Linkage Mechanisms for Multiple Tasks Purposes*, In: Mecánica Computacional, 26 (2007) , S. 3043–3055.
- [PLB15] Papageorgiu, M.; Leibold, M.; Buss, M., *Optimierung: Statische, dynamische, stochastische Verfahren für die Anwendung*, Berlin: Springer Vieweg, 4. korrigierte Auflage, 2015, ISBN 978-3-662-46935-4.

- [Pow02] Power, D. J., *Decision support systems: Concepts and resources for managers*, Westport, Conn., London: Quorum Books, 2002, ISBN 1-56720-497-X.
- [Pow09] Powell, M. J. D., *The BOBYQA Algorithm for Bound Constrained Optimization without Derivatives*, Bericht, Cambridge: Universität Camebridge, Department of Applied Mathematics and Theoretical Physics, 2009.
- [Puc08] Pucheta, M. A., *Computational Methods for Design and Synthesis of Planar Mechanisms*, Dissertation, Santa Fe, Argentinien: Universidad nacional del Litoral, Instituto de Desarrollo Tecnológico para la Industria Química, 2008.
- [PW00] Papalambros, P. Y.; Wilde, D. J., *Principles of optimal design: Modeling and computation*, Cambridge: Cambridge University Press, 2nd ed., 2000, ISBN 0-521-62727-3.
- [Red18] Red Hat, *Drools Rule Engine*, <https://www.drools.org/> (zuletzt geprüft am 16.09.2019).
- [Reu75] Reuleaux, F., *Lehrbuch der Kinematik*, Braunschweig, Ilmenau: Vieweg; Univ.-Bibliothek, 1875.
- [RF63] Roth, B.; Freudenstein, F., *Synthesis of Path-Generating Mechanisms by Numerical Methods*, In: *Journal of Engineering for Industry*, 85 (1963) 3, S. 298–304, DOI 10.1115/1.3669870.
- [RND10] Russell, S. J.; Norvig, P.; Davis, E., *Artificial intelligence: A modern approach*, Upper Saddle River, NJ: Prentice Hall, 3rd ed., 2010, ISBN 978-0-13-604259-4.
- [Rot04] Rothbart, H. A., *The cam handbook: Dynamics and accuracy*, New York, London: McGraw-Hill, 2004, ISBN 9780071377577.
- [RRE91] Rosen, D.; Riley, D.; Erdman, A., *A Knowledge Based Dwell Mechanism Assistant Designer*, In: *Journal of Mechanical Design*, 113 (1991) 3, S. 205–212, DOI 10.1115/1.2912770.
- [RT12] Rojas, N.; Thomas, F., *Formulating Assur kinematic chains as projective extensions of Baranov trusses*, In: *Mechanism and Machine Theory*, 56 (2012), S. 16–27.
- [Sch07] Schubert, M., *Datenbanken: Theorie, Entwurf und Programmierung relationaler Datenbanken*, Wiesbaden: B.G. Teubner Verlag / GWV Fachverlage, Wiesbaden, 2. überarbeitete Auflage, 2007, ISBN 978-3-8351-0163-0.

- [Sch13] Schumacher, A., *Optimierung mechanischer Strukturen*, Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2013, ISBN 978-3-642-34699-6.
- [Sch19] Schwarzfischer, F., *Energieeffiziente Bewegungssysteme durch Nutzung der Eigenbewegung*, Dissertation, Aachen: RWTH Aachen University, Institut für Getriebetechnik, Maschinendynamik und Robotik, 2019.
- [Sch96] Schönherr, J., *Kurvenführungsgetriebe - eine einfache und robuste Alternative zu teuren und überdimensionierten Manipulatoren*, In: Verein Deutscher Ingenieure (Hrsg.), *Kurvengetriebe, Gelenkgetriebe, gesteuerte Antriebe*, Düsseldorf: VDI Verlag, 1996, ISBN 9783180912813, S. 97–114.
- [Sch99a] Schreiber, H., *Maßsynthese ebener Kurbelgetriebe durch Kreispunktsuche und Homotopieverfahren*, Dissertation, Aachen: Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen, Institut für Getriebetechnik und Maschinendynamik, 1999.
- [Sch99b] Schaeffer, T., *Systematisches Lösen von Führungs-Bewegungsaufgaben*, Düsseldorf: VDI-Verlag, 1999, ISBN 3183312018.
- [SCM09] Simoni, R.; Carboni, A. P.; Martins, D., *Enumeration of kinematic chains and mechanisms*, In: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, (2009) 4, S. 1017–1024, DOI 10.1243/09544062JMES1071.
- [SGZ16] Sun, Y.; Ge, W.; Zheng, J.; Dong, D., *Solving the Kinematics of the Planar Mechanism Using Data Structures of Assur Groups*, In: Journal of Mechanisms and Robotics, 8 (2016) 6.
- [Sha10] Shai, O., *Topological Synthesis of all 2D Mechanisms through Assur Graphs*, In: American Society of Mechanical Engineers (Hrsg.), ASME/IDTCE, Quebec, 2010, ISBN 0791844102, S. 1727–1738.
- [Sin14] Singer, D., *Entwicklung eines Prototyps für den Einsatz von Knowledge-based Engineering in frühen Phasen des Brückenentwurfs*, Masterthesis, München: Technische Universität München, Lehrstuhl für Computergestützte Modellierung und Simulation, 2014.
- [SL15] Sundram, J.; Laroche, P., *Using Optimization for the Mixed Exact-Approximate Synthesis of Planar Mechanisms*, In: Mechanisms and Robotics Conference, Boston, Massachusetts, USA, 2015.
- [SM07] Soh, G. S.; McCarthy, J. M., *Synthesis of eight-bar linkages as mechanically constrained parallel robots*, In: IFToMM World Congress, Besançon, 2007.

- [SM08] Soh, G. S.; McCarthy, J. M., *The synthesis of six-bar linkages as constrained planar 3R chains*, In: Mechanism and Machine Theory, 43 (2008) 2, S. 160–170.
- [SM15a] Sonawale, K. H.; McCarthy, J. M., *Design of Eight-Bar Linkages with an Application to Rectilinear Motion*, In: IDETC/CIE, Boston, 2015.
- [SM15b] Sonawale, K. H.; McCarthy, J. M., *Synthesis of Eight-bar Linkages by Constraining a 6R Loop*, In: Mechanism and Machine Theory, 105 (2015) , S. 337–351.
- [SM16] Sonawale, K. H.; McCarthy, J. M., *A Design System for Eight-Bar Linkages as Constrained 4R Serial Chains*, In: Journal of Mechanisms and Robotics, 8 (2016) 1, DOI 10.1115/1.4031026.
- [SSC00] Schmidt, L.; Shetty, H.; Chase, S., *A Graph Grammar Approach for Structure Synthesis of Mechanisms*, In: Journal of Mechanical Design, 122 (2000) , S. 371–376.
- [Sto05] Stolle, G., *Verfahren zur Maßsynthese sechs- und achtgliedriger ebener Gliedführungs- und Übertragungsgetriebe*, Dissertation, Aachen: RWTH Aachen, Institut für Getriebetechnik und Maschinendynamik, 2005.
- [SVL14] Sundram, J.; Venkataramanujam, V.; Larochelle, P., *Design of Graphical User Interfaces for the Synthesis of Planar RR Dyads*, In: Florida Conference on Recent Advances in Robotics,, Miami, 2014.
- [TL93] Tang, C. S.; Liu, T., *The Degree Code: A New Mechanism Identifier*, In: Journal of Mechanical Design, 115 (1993) 3, 627-630, DOI 10.1115/1.2919236.
- [Tri11] Tripathi, K. P., *A Review on Knowledge-based Expert System: Concept and Architecture*, In: IJCA Special Issue on “Artificial Intelligence Techniques - Novel Approaches & Practical Applications”, 2011, S. 19–23.
- [Tsa01] Tsai, L.-W., *Mechanism design: Enumeration of kinematic structures according to function*, Boca Raton, FL: CRC Press, 2001, ISBN 9780849309014.
- [Tur50] Turing, A. M., *Computing machinery and intelligence*, Aberdeen: Univ. Press, 1950.
- [VDI2127] VDI 2127, *Getriebetechnische Grundlagen - Begriffsbestimmungen der Getriebe*, Verein Deutscher Ingenieure, Berlin: Beuth Verlag GmbH, 1993.

- [VDI2142-1] VDI 2142-1, *Auslegung ebener Kurvengetriebe - Blatt 1: Grundlagen, Profilberechnung und Konstruktion*, Verein Deutscher Ingenieure, Berlin: Beuth Verlag GmbH, 2018.
- [VDI2142-2] VDI 2142-2, *Auslegung ebener Kurvengetriebe - Blatt 2: Berechnungsmodule für Kurven- und Koppelgetriebe*, Verein Deutscher Ingenieure, Berlin: Beuth Verlag GmbH, 2011.
- [VDI2727-1] VDI 2727-1, *Lösung von Bewegungsaufgaben mit Getrieben - Blatt 1: Grundlagen*, Verein Deutscher Ingenieure, Berlin: Beuth Verlag GmbH, 1991.
- [VDI2727-4] VDI 2727-4, *Lösung von Bewegungsaufgaben mit Getrieben - Blatt 4: Erzeugung von Schwingbewegungen mit Rast(en)*, Verein Deutscher Ingenieure, Berlin: Beuth Verlag GmbH, 2000.
- [VDI2741] VDI 2741, *Kurvengetriebe für Punkt- und Ebenenführung*, Verein Deutscher Ingenieure, Berlin: Beuth Verlag GmbH, 2004.
- [VDI2792-1] VDI 2792, *Modulare Analyse ebener Gelenkgetriebe mit Dreh- und Schubgelenken - Blatt 1: Kinematische Analyse*, Verein Deutscher Ingenieure, Berlin: Beuth Verlag GmbH, 2016.
- [Vuj08] Vujević, A., *Bewegungs-Design und Geometrieverarbeitung in einem getriebetechnischen Softwaresystem*, Düsseldorf: VDI-Verl., 2008, ISBN 978-3-18-341420-8.
- [Wah14] Wahle, M., *Ein Gesamtkonzept zur Optimierung der Positioniergenauigkeit von Parallelstrukturen*, Dissertation, Aachen: RWTH Aachen, Institut für Getriebetechnik und Maschinendynamik, 2014.
- [Weh93] Wehn, V., *Prinzipien der Struktursynthese zur Lösung von Bewegungsaufgaben durch ebene ungleichmäßig übersetzende Getriebe*, Düsseldorf: VDI-Verlag, 1993, ISBN 3-18-142401-3.
- [WM97] Wolpert, D. H.; Macready, W. G., *No free lunch theorems for optimization*, In: IEEE Transactions on Evolutionary Computation, 1 (1997) 1, S. 67–82.
- [Woh01] Wohlenberg, P., *Auslegung von Koppelgetrieben mit wiederholtem Durchlauf interaktiv erstellter Bearbeitungsstrategien*, Düsseldorf: VDI-Verlag, 2001, ISBN 3-18-333701-0.
- [XC07] Xie, J.; Chen, Y., *Application of backpropagation neural network to synthesis of whole cycle motion generation mechanism*, In: IFToMM (Hrsg.), 12th IFToMM World Congress, Besançon, France, 2007.

- [Yan10] Yang, X.-S., *Engineering optimization: An introduction with metaheuristic applications*, Hoboken: John Wiley & Sons, op. 2010, ISBN 0470582464.
- [ZGZ16] Zhao, P.; Ge, X.; Zi, B.; Ge, Q. J., *Planar Linkage Synthesis for Mixed Exact and Approximated Motion Realization via Kinematic Mapping*, In: Journal of Mechanisms and Robotics, New York, 2016.
- [ZMA17] Zumpe, V.; Müller, M.; Abdul-Sater, K.; Lüth, T.; Hüsing, M.; Corves, B., *CAD-integrierte Mehrposen-Maßsynthese und Optimierung sechsgliedriger, ebener Führungsgetriebe mit MATLAB*, In: 12. Kolloquium Getriebetechnik, Dresden, Deutschland, 2017.

Betreute studentische Arbeiten

Elemente dieser Arbeit basieren auf den Ergebnissen und Erkenntnissen studentischer Arbeiten. Diese von mir betreuten Arbeiten sind im Folgenden aufgelistet:

- [BA-And16] Andernach, F., *Entwicklung eines interaktiven Assistenzsystems zur Gestaltung von Bewegungsaufgaben*, Bachelorarbeit, Aachen: RWTH Aachen, Institut für Getriebetechnik und Maschinendynamik, 2016.

- [BA-Brü16] Brünjes, V., *Analysis and Design of an Artificial Intelligence for Automated Synthesis of Planar Mechanisms*, Bachelorarbeit, Aachen: RWTH Aachen, Institut für Getriebetechnik und Maschinendynamik, 2016.

- [BA-Fre18] Freikowski, F., *Entwicklung einer intelligenten Datenbankschnittstelle zur Synthese von Getrieben*, Bachelorarbeit, Aachen: RWTH Aachen, Institut für Getriebetechnik, Maschinendynamik und Robotik, 2018.

- [BA-Vuc18] Vuchkov, A., *Entwicklung eines Algorithmus für die automatisierte Struktursynthese ebener Getriebe*, Bachelorarbeit, Aachen: RWTH Aachen University, Institut für Getriebetechnik, Maschinendynamik und Robotik, 2018.

- [MA-And17] Andernach, F., *Modulare Lösungsstrategie zur optimierten Lagensynthese ebener Getriebestrukturen mit einem Freiheitsgrad*, Masterarbeit, Aachen: RWTH Aachen University, Institut für Getriebetechnik, Maschinendynamik und Robotik, 2017.

- [MA-Hör16] Hörter, E., *Eine Methodik und Realisierung zur Getriebesynthese von Führungsaufgaben innerhalb von Matlab*, Masterarbeit, Aachen: RWTH Aachen, Institut für Getriebetechnik und Maschinendynamik, 2016.

- [MA-Sak18] Sakali, K., *Entwicklung einer Optimierungsstrategie zur Maßsynthese ebener Mechanismen*, Masterarbeit, Aachen: RWTH Aachen University, Institut für Getriebetechnik, Maschinendynamik und Robotik, 2018.

- [MA-Zum17] Zumpe, V., *CAD integrierte Mehrposen-Maßsynthese und Optimierung sechsgliedriger, ebener Führungsgetriebe mit MATLAB*, Masterarbeit, Aachen: Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen, Institut für Getriebetechnik und Maschinendynamik, 2017.
- [PA-BF17] Braun, M.; Fastabend, J., *Nutzung künstlicher Intelligenz für die automatisierte Struktursynthese planarer Getriebe*, Projektarbeit, Aachen: RWTH Aachen University, Institut für Getriebetechnik und Maschinendynamik, 2017.
- [SA-And16] Andernach, F., *Rechnerische Struktursynthese ebener Getriebestrukturen*, Seminararbeit, Aachen: RWTH Aachen University, Institut für Getriebetechnik und Maschinendynamik, 2016.

Abbildungsverzeichnis

1-1: Vergleich konventioneller Getriebesoftwareansatzes mit dem geplanten Vorhaben	4
1-2: Grundkonzept und Vorgehen zur Beantwortung der Forschungsfrage	5
1-3: Darstellung des Aufbaus der Dissertation.....	6
2-1: Schematische Darstellung einer Schubkurbel und deren Übertragungsfunktion.....	8
2-2: Darstellung eines Bewegungsdiagramms und des resultierenden Kurvengetriebes	9
2-3: Beispiel einer definierbaren Übertragungsaufgabe.....	14
2-4: Beispiel einer Bewegungsskizze nach [VDI2741]	15
2-5: Darstellung der Parametrisierung einer Führungsbahn.....	19
2-6: Beispiel einer Führungsbewegung.....	20
3-1: Aufbau eines symbolischen Systems nach [Hop12, S. 4].....	24
3-2: Aufbau eines Neurons und eines vorwärts gerichteten neuronalen Netzes	26
3-3: Getriebeentwurfsprozess und durch die KI zu realisierende Aufgaben.....	31
3-4: Schematisches Vorgehen der KI zur Synthese von Getrieben.....	32
3-5: Regelfluss für den Getriebesyntheseprozess nach [BA-Brü16, S. 29]	33
4-1: Entwicklung sechsgliedriger Getriebe mittels Assurgruppen.....	37
4-2: Überführung eines Getriebes (links) in einen Graphen (rechts)	39
4-3: Darstellung des Algorithmus zur Synthese der Getriebestrukturen.....	41
4-4: Getriebe (links) mit zusammengefasstem Graph und Erweiterungen (rechts)	42
4-5: Eigenschaften von Übertragungs- (links) und Führungsetrieben (rechts)	43
4-6: Ein zusammengefasster Graph und seine zugehörige Nachbarschaftsmatrix.....	45
4-7: Isomorpher Graph zu Abbildung 4-6 und seine Nachbarschaftsmatrix.....	49

4-8: Neungliedriges Getriebe mit starren Unterstrukturen und der dazugehörige Graph.....	53
4-9: Zehngliedriges Übertragungsgetriebe und seine Nachbarschaftsmatrix	55
4-10: Entfernen der für die Funktionserfüllung unnötigen Getriebeglieder	56
4-11: Fünfgliedriges Führungsgetriebe mit unterschiedlichen Gelenktypen.....	58
4-12: Gültige Struktur nach dem Kriterium nach PUCHETA und ihr zugehöriger Graph	59
5-1: Kreis- und Mittelpunktkurven der burmesterschen Theorie nach [KCH15, S. 150].....	64
5-2: Synthesevorgehen nach McCarthy für sechsgliedrige Getriebe.....	66
5-3: Parameter eines viergliedrigen Getriebes zur Betrachtung von Lagedifferenzen	68
5-4: Notwendige Schritte zur Synthese von Kurvengetrieben	70
5-5: Geometrische Größen zur Berechnung der Kontur bei Rolleneingriffsgliedern.....	71
5-6: Strategie zur vollautomatisierten Maßsynthese ebener Getriebestrukturen	72
5-7: Getriebe (links) und Graphen (rechts) zur Detektion von Synthesebausteinen	74
5-8: Detektion von Synthesebausteinen mit unterschiedlichen Gelenktypen.....	75
5-9: Unterteilung in verschiedene Synthesegruppen anhand eines Getriebes und seines Graphen.....	78
5-10: Beispiel zur Bestimmung der möglichen Positions- und Lagenvorgaben	79
5-11: Geometrischen Größen eines Lenkers mit zwei Drehgelenken	82
5-12: Geometrische Größen eines Lenkers mit einem Schub- und einem Drehgelenk.....	83
5-13: Geometrische Größen einer Gelenkkette mit drei Gelenken.....	85
5-14: Geometrische Größen eines Kurvengelenks K mit Rolleneingriffsglied	87
5-15: Vervollständigung einer Syntheseraufgabe zur Berechnung der Rollenmittelpunktsbahn	88
5-16: Erweiterung um Winkelvorgaben der Bewegungsbahn.....	89
5-17: Optimierung eines Lenkers bestehend aus zwei Drehgelenken	97
5-18: Vorgehen zur Ermittlung der Startwerte x_0 für die Optimierung von Lenkern.....	102
6-1: Strukturen mit unterschiedlicher Anzahl maximaler exakter Lagevorgaben L_{\max}	106
6-2: Aktivitätsdiagramm zur Aktivität „Synthetisiere Baustein“	108
6-3: Aktivitätsdiagramm zur Aktivität „Rekursive Synthese“	109

7-1: MCCARTHY Design Challenge mit vier exakt zu erfüllenden Lagen	114
7-2: Ranking der Getriebestrukturen zur Erfüllung der Design Challenge	115
7-3: Ergebnis des Optimieralgorithmus für die MCCARTHY Design Challenge	117
7-4: Bewegungsaufgabe zur Synthese eines Übertragungsgetriebes	118
7-5: Ranking der Getriebestrukturen zur Erfüllung der Übertragungsbewegung	119
7-6: Stephenson-3 Rastgetriebe (links) mit resultierender Übertragungsfunktion (rechts).....	120
7-7: Koppelkurvenrastgetriebe (links) mit resultierender Übertragungsfunktion (rechts).....	121
7-8: Kurvengetriebe (links) mit resultierender Übertragungsfunktion (rechts)	122
7-9: Übertragungswinkel des Kurven-Rastgetriebes und Krümmungsradius der Kurvenscheibe	123
A-1: Ranking der Kurvenführungsgetriebe zur Ebenenführung	XXIV
A-2: Auszug aus der Erklärungskomponente für die MCCARTHY Design Challenge	XXVI
A-3: Stephenson-1 Getriebe für die MCCARTHY Design Challenge	XXVII
A-4: Watt-1 Getriebe für die MCCARTHY Design Challenge	XXVII
A-5: Stephenson-2I Getriebe für die MCCARTHY Design Challenge	XXVIII
A-6: Stephenson-2II Getriebe für die MCCARTHY Design Challenge.....	XXVIII
A-7: Stephenson-3II Getriebe mit Schubgelenk für die MCCARTHY Design Challenge	XXIX
A-8: Stephenson-2II Getriebe mit Schubgelenk für die MCCARTHY Design Challenge	XXIX
A-9: Gelenkkoordinaten des Stephenson-3 Getriebes für die Übertragungsaufgabe.....	XXX
A-10: Auszug aus der Erklärungskomponente für die Übertragungsbewegung	XXXI
A-11: Gelenkkoordinaten des bahngesteuerten Rastgetriebes	XXXI
A-12: Bahngesteuertes Stephenson-3 Rastgetriebe mit binärem Antriebsglied.....	XXXII
A-13: Bahngesteuertes Stephenson-3 Rastgetriebe mit einem Schubgelenk am Gestell	XXXIII
A-14: Gelenkkoordinaten des bahngesteuerten Rastgetriebes	XXXIII
A-15: Stephenson-2 Rastgetriebe mit ternärem Antriebsglied.....	XXXIV

Tabellenverzeichnis

2.1: Eigenschaften einer Randbedingung in Übertragungsfunktionen	10
2.2: Zusammenstellung realisierter Segmenttypen für Übertragungsbewegungen	11
2.3: Beispiel einer Bewegungstabelle nach [VDI2741]	16
2.4: Eigenschaften eines Randwerts in der Definition von Führungsaufgaben.....	17
2.5: Zusammenstellung der realisierten Segmenttypen für Führungsbewegungen	17
4.1: Eigenschaften der Getriebestrukturen in der Getriebedatenbank	36
4.2: Link Assortment Arrays für Getriebe mit bis zu $n = 12$ Getriebegliedern.....	45
4.3: Mögliche binäre Gruppen zur Erweiterung eines Getriebes mit dem Laufgrad $F = 1$	50
4.4: Mögliche Kombinationen an binären Gruppen	51
4.5: Analogie zwischen binären Ketten mit unterschiedlichen Gelenkfreiheitsgraden.....	51
4.6: Gliedfunktionen in der Nachbarschaftsmatrix	55
4.7: Zuordnung zwischen Gelenktyp und Wert in der Nachbarschaftsmatrix A	58
4.8: Anzahl der in der Datenbank enthaltenen Getriebestrukturen	61
5.1: Definitionen der für die Synthesestrategie relevanten Begrifflichkeiten	73
5.2: Geeignete Wahl der Kantengewichtungen f_w	77
7.1: Kriterien zur Bewertung einer Getriebestruktur sowie deren Gewichtung	114
7.2: Startwerte für die Optimierung eines Lenkers	116
A.1: Lagevorgaben der MCCARTHY Design Challenge.....	XXIII
A.2: Ermittelte Lösungen für die Fünflagensynthese der MCCARTHY Design Challenge.....	XXV
A.3: Lösung der Optimierung für die verschiedenen Zweischläge	XXV
A.4: Bewegungsvorgaben zur Synthese des Übertragungsgetriebes	XXX

A. Ergänzungen zur Validierung

A.1 MCCARTHY Design Challenge

Dieser Abschnitt beinhaltet zusätzliche Informationen zur Synthese der MCCARTHY Design Challenge. Diese Informationen ergänzen die Beschreibungen aus Abschnitt 7.1.

In Tabelle A.1 sind die Lagevorgaben der MCCARTHY Design Challenge enthalten. Neben den Angaben zur Position (x_i und y_i) sowie dem Winkel der Lage (γ_i) sind auch Informationen zur Toleranz gegeben. Unterschieden wird dabei zwischen einer Kreistoleranz sowie einer Rechtecktoleranz. Bei der Kreistoleranz ist der Radius r des Toleranzbereichs angegeben. Bei einer Rechtecktoleranz sind die Kantenlängen des Toleranzbereiches angegeben ($x \times y$).

Tabelle A.1: Lagevorgaben der MCCARTHY Design Challenge

Lage i	x_i [mm]	y_i [mm]	γ_i [°]	Toleranz
1	-100,00	-100,00	90,0000	-
2	-123,90	-55,29	77,3621	Rechteck: 15 mm \times 15 mm
3	-142,04	32,32	55,0347	-
4	-116,68	128,58	30,1974	Kreis: $r = 20$ mm
5	-56,57	188,71	10,0210	Rechteck: 40 mm \times 20 mm
6	-2,92	195,47	1,7120	Kreis: $r = 15$ mm
7	26,32	155,98	10,0300	Kreis: $r = 25$ mm
8	56,79	93,39	30,1974	-
9	106,21	36,45	55,0346	Rechteck: 20 mm \times 40 mm
10	163,11	6,32	77,3620	Rechteck: 20 mm \times 40 mm
11	200,00	0,00	90,0000	-

Wären für alle Lagevorgaben aus Tabelle A.1 keine Toleranzen vorgegeben, könnte die Bewegung nur durch Kurvenführungsgetriebe realisiert werden. Die nach der Bewertung am besten geeigneten Strukturen sind in Abbildung A-1 dargestellt.

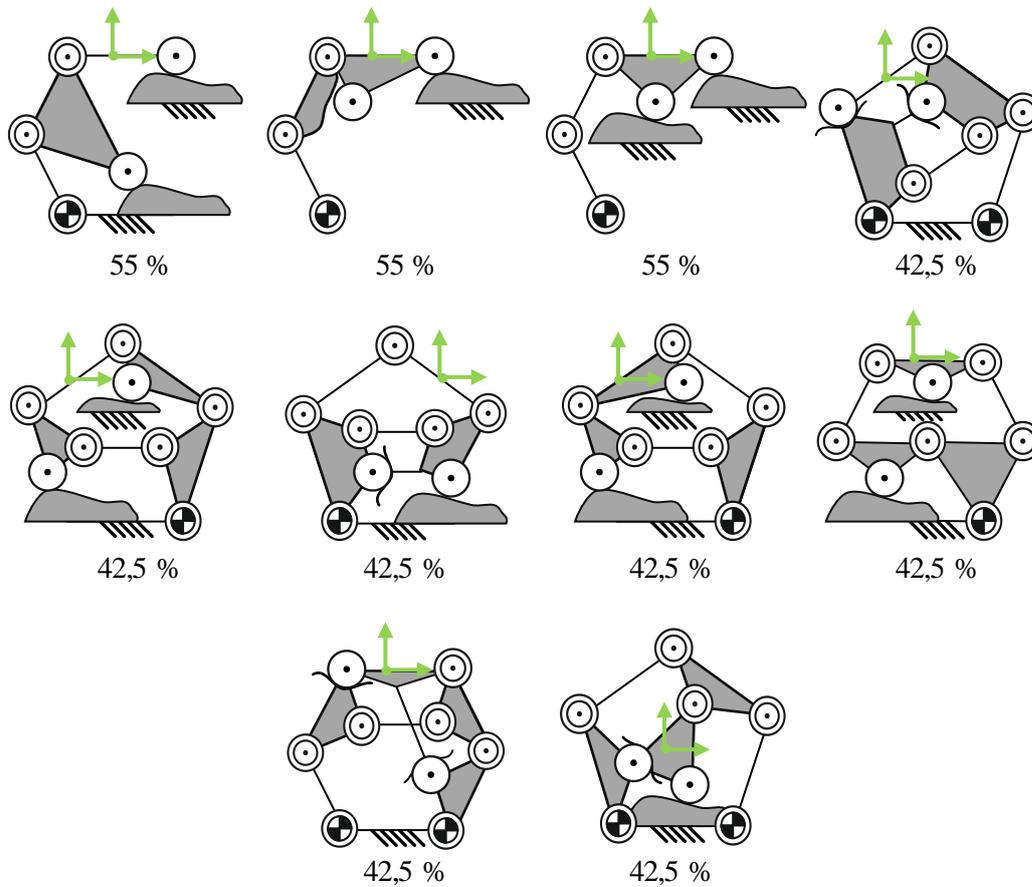


Abbildung A-1: Ranking der Kurvenführungsgetriebe zur Ebenenführung

In Tabelle A.2 sind die Lösungen der Fünflagensynthese eines Lenkers für die MCCARTHY Design Challenge enthalten. Für die Fünflagensynthese wurden die vier exakten Lagen der Bewegungsaufgabe mit jeweils einer approximierenden Lage kombiniert. A_0 repräsentiert das gestellfeste Gelenk und A repräsentiert das Koppelgelenk des Lenkers. Die Koordinaten der Gelenke A_0 und A sind globale Koordinaten, die sich ergeben, wenn sich der Koppelgelenk in der ersten Lage der Führungsaufgabe befindet. Zudem ist angegeben, ob die Lösung als Startwert für die Synthese verwendet wird. Die Lösungen werden nur als Startwerte verwendet, wenn sie sich von den bereits vorhandenen Startwerten ausreichend unterscheiden.

Tabelle A.2: Ermittelte Lösungen für die Fünflagensynthese der MCCARTHY Design Challenge

i	A_0		A		Startwert
	x [mm]	y [mm]	x [mm]	y [mm]	
1	98,32	26,56	-88,34	86,54	Ja
2	198,45	182,36	85,38	22,15	Ja
3	80,11	37,14	-93,63	58,37	Ja
4	219,91	162,85	93,64	41,66	Nein
5	78,25	37,84	-94,42	55,86	Nein
6	221,87	161,45	94,62	43,20	Nein
7	78,30	37,82	-94,40	55,92	Nein
8	221,95	161,39	94,66	43,27	Nein
9	77,56	38,08	-94,72	54,94	Nein
10	222,818	160,79	95,10	43,93	Nein
11	80,10	37,14	-93,64	58,35	Nein
12	219,851	162,88	93,62	41,64	Nein
13	87,00	34,00	-91,05	68,15	Nein
14	211,95	169,15	90,00	35,00	Nein

Die Optimierung führt zu den Gelenkkoordinaten der beiden in Tabelle A.3 gelisteten Lenkern. Auch hier sind die globalen Koordinaten der Gelenke A_0 und A für den Fall gegeben, dass sich der Koppelpunkt in der ersten Lage befindet.

Tabelle A.3: Lösung der Optimierung für die verschiedenen Zweischläge

i	A_0		A	
	x [mm]	y [mm]	x [mm]	y [mm]
1	98,32	26,56	-88,34	86,54
2	211,95	169,15	90,00	35,00

Die KI dokumentiert ihre Entscheidungen für den Anwender innerhalb der Erklärungs-komponente. Teile der Dokumentation sind in Abbildung A-2 dargestellt.

```

Es wird nach der Lösung einer Führungsbewegung gesucht. Daher werden Führungsgetriebe
aus der Datenbank geladen.
Es wurden die Strukturen mit den folgenden Eigenschaften aus der Datenbank geladen:
max. Anz. Glieder      6
Getriebeart           FUEHRUNGSGETRIEBE
Antriebsbewegung     BELIEBIG
Abtriebsbewegung     BELIEBIG
Demnach sind nun 9630 Strukturen in der KI.
Die Bewegung enthält 7 approximierete Schritte.
Es werden nicht alle Schritte über Segmente miteinander verbunden. Daher ist die
Syntheseaufgabe offen.
Die Bewegung enthält 4 exakt zu erfüllende Lagen.
Da es 4 Genaulagen gibt, ist der kritische Synthesebaustein DS
Graph xy kann maximal 0 Genaulagen erfüllen. Da die Bewegungsaufgabe 4 Genaulagen
enthält, fällt diese Struktur zur Lösungsbetrachtung raus
...
Graph xy besitzt zwei Kurvengelenke und kann keine beliebige Ebenenführung
durchführen. Daher wird er aussortiert.
...
Graph xy besitzt eine Kurvenkette mit mehr als einem Gelenk und fällt daher (vorerst)
zur Lösungsbetrachtung raus. Die Optimierung kann durch solche Ketten erweitert
werden.
...
Es befinden sich 3389 Strukturen in der Wissensbasis
Die Struktur Graph xy wird als nächstes einer Maßsynthese unterzogen
Die Struktur Graph xy besteht aus den Synthesegruppen [[DREHGELENK | DREHGELENK],
[DREHGELENK | DREHGELENK]
Für die Struktur Graph xy wurden 2 Lösungen gefunden.
Es wurde ein Projekt erstellt
Dem Projekt wurde das Getriebe „Getriebe Nr. 1“ hinzugefügt
Dem Projekt wurde das Getriebe „Getriebe Nr. 2“ hinzugefügt

```

Abbildung A-2: Auszug aus der Erklärungskomponente für die MCCARTHY Design Challenge

Der erste Teil der Erklärungskomponente beschreibt, welche Schlüsse die KI aus der definierten Bewegungsaufgabe zieht. So wird zum Beispiel beschrieben, dass die Bewegung aus vier exakt zu erfüllenden Lagen besteht. In Folge dessen werden Getriebestrukturen aussortiert, die Synthesebausteine enthalten, die aus zwei Schubgelenken bestehen. Zudem werden Getriebe aussortiert, die zwei Kurvengelenke aufweisen und dennoch keine beliebige Ebenenführung realisieren können. Diese Getriebe sind für antriebsbezogene Punktführungsaufgaben geeignet, welche jedoch nicht Teil des in dieser Dissertation entwickelten Maßsynthesealgorithmus sind. Zuletzt werden Getriebe aussortiert, die Synthesebausteine aufweisen, die in der Maßsynthese noch nicht berücksichtigt werden. Dazu gehören beispielsweise Kurvengelenkketten mit mehr als einem Gelenk oder Gelenkketten mit mehr als drei Gelenken. Nach dem Aussortieren werden die Strukturen nacheinander einer Maßsynthese unterzogen. Es wird dokumentiert, für welche Struktur wie viele Lösungen ermittelt werden konnten. Werden ausreichend Getriebe ermittelt, beendet die KI ihre Aktivität.

In den nachfolgenden Abbildungen sind weitere Lösungen der MCCARTHY Design Challenge abgebildet, welche durch die KI für andere Getriebestrukturen gefunden wurden. Bei allen Lösungen wird die Bewegungsaufgabe hinreichend genau erfüllt, da die blaue Koppelkurve die exakten Lagen trifft und zudem in allen anderen Lagen im Toleranzbereich liegt.

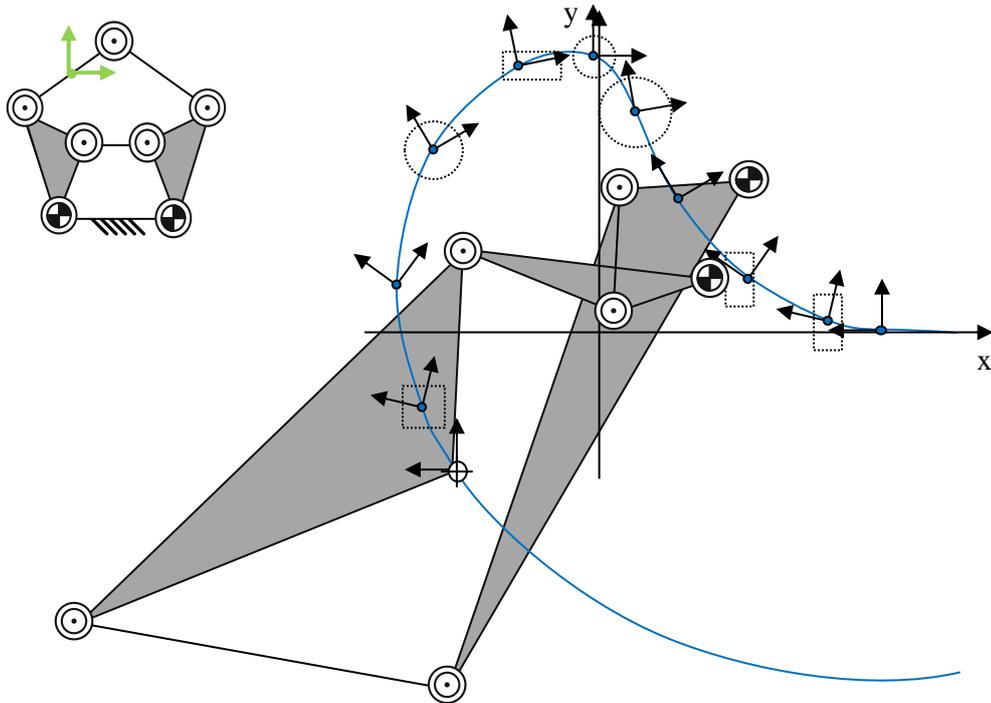


Abbildung A-3: Stephenson-1 Getriebe für die MCCARTHY Design Challenge

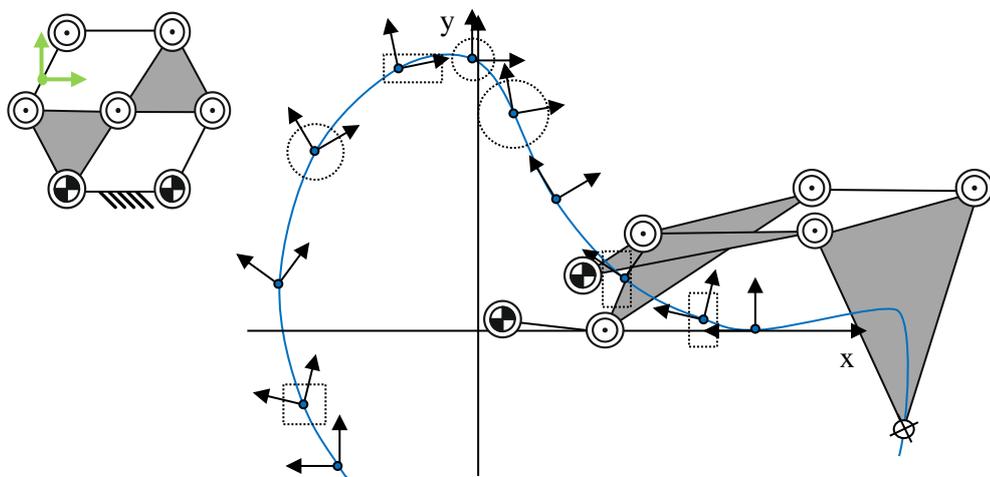


Abbildung A-4: Watt-1 Getriebe für die MCCARTHY Design Challenge

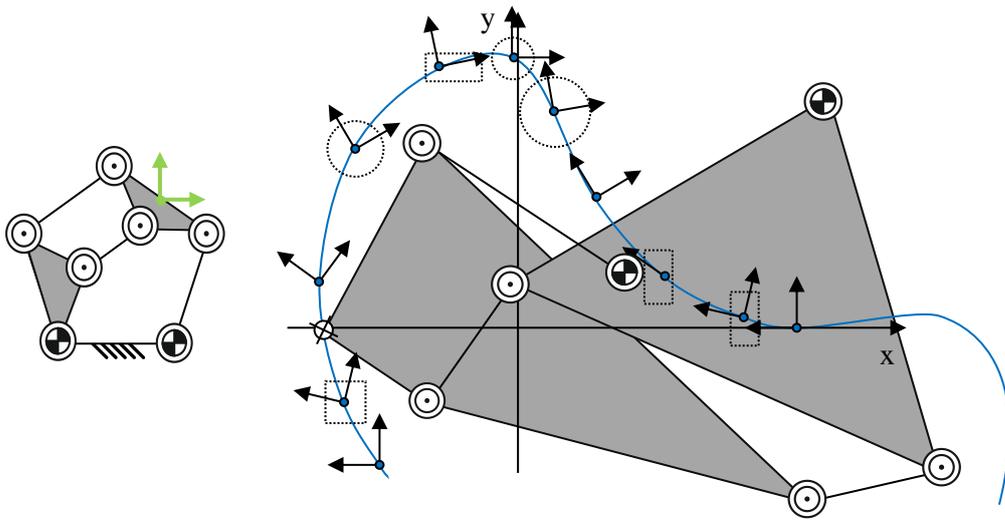


Abbildung A-5: Stephenson-2I Getriebe für die MCCARTHY Design Challenge

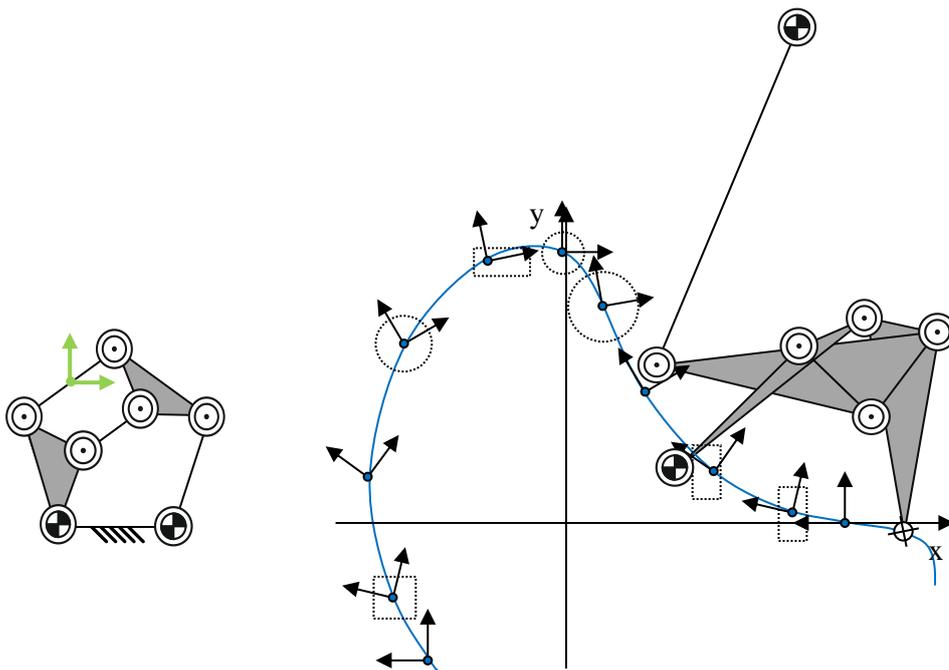


Abbildung A-6: Stephenson-2II Getriebe für die MCCARTHY Design Challenge

Im Folgenden sind weitere Getriebe­lösungen der MCCARTHY Design Challenge dargestellt, die durch den Maßsynthesealgorithmus der KI synthetisiert wurden. Diese Getriebe­lösungen zeichnen sich dadurch aus, dass sie neben Drehgelenken auch Schubgelenke enthalten. Da der Algorithmus auch für solche Getriebe zu validen Lösungen führt, ist er auch für die Synthese von Getrieben mit Schubgelenken geeignet.

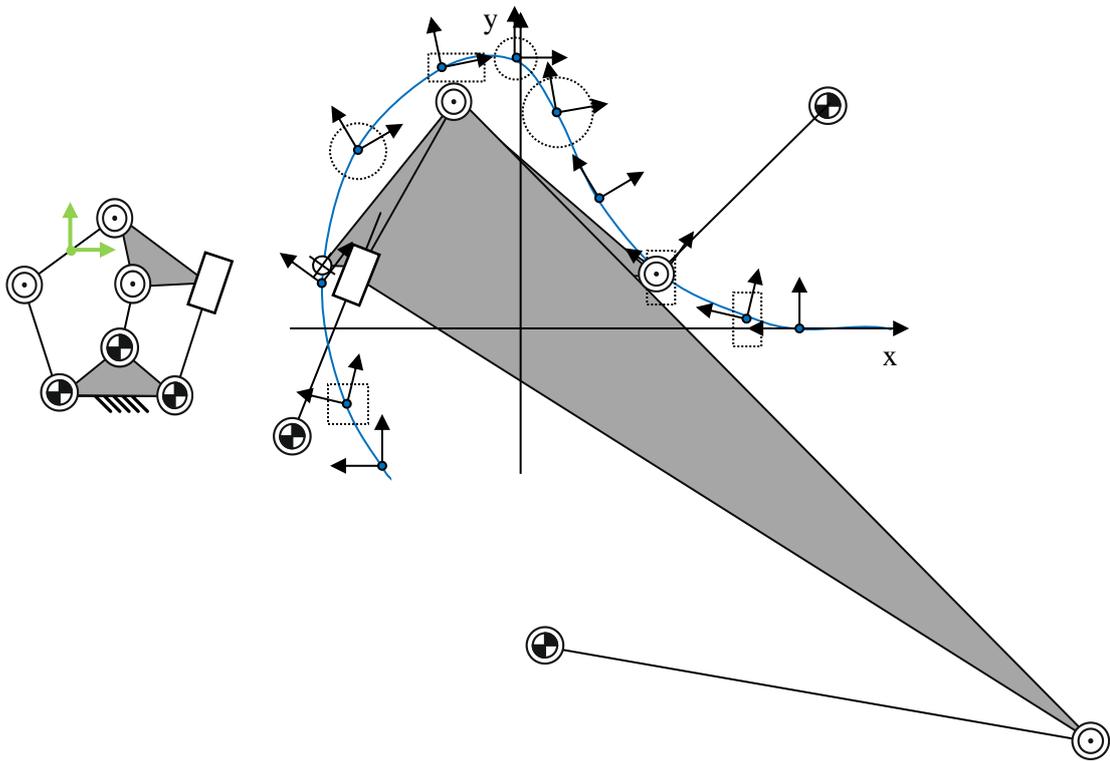


Abbildung A-7: Stephenson-3II Getriebe mit Schubgelenk für die MCCARTHY Design Challenge

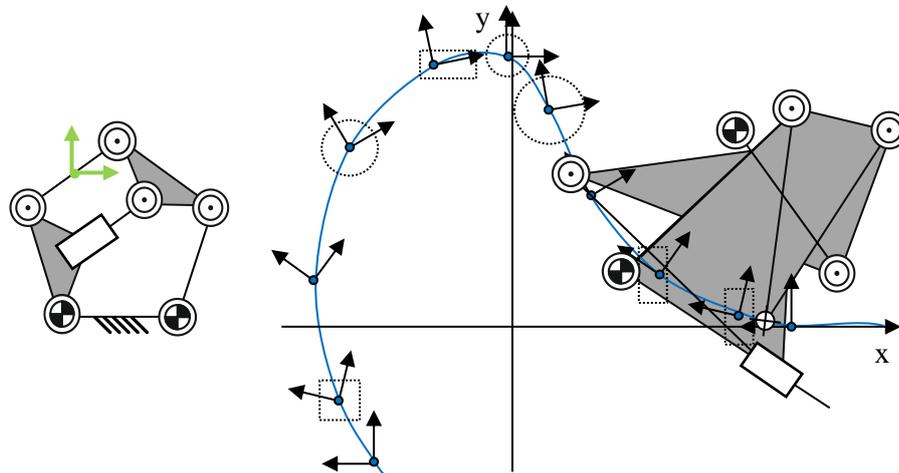


Abbildung A-8: Stephenson-2II Getriebe mit Schubgelenk für die MCCARTHY Design Challenge

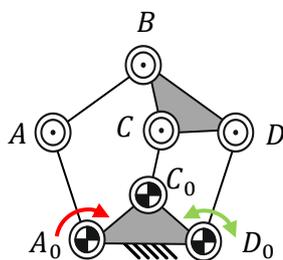
A.2 Angenäherte Rastbewegung

Dieser Abschnitt beinhaltet zusätzliche Informationen zur Synthese der in Abschnitt 7.2 beschriebenen Übertragungsbewegung. Diese Bewegung besteht aus den in Tabelle A.4 aufgelisteten Bewegungsvorgaben.

Tabelle A.4: Bewegungsvorgaben zur Synthese des Übertragungsgetriebes

Vorgabe i	t_i [s]	ψ_i [°]	Toleranz
I	0	0	-
II	0,05	0	$\pm 3^\circ$
III	0,1	0	$\pm 3^\circ$
IV	0,15	0	$\pm 3^\circ$
V	0,2	0	$\pm 3^\circ$
VI	0,25	0	$\pm 3^\circ$
VII	0,3	0	$\pm 3^\circ$
VIII	0,7	40	-
IX	1	0	-

Das Stephenson-2 Getriebe, welches durch die KI ermittelt wurde und die Bewegungsaufgabe erfüllt, hat die in Abbildung A-9 dargestellten Abmessungen. Die dort angegebenen globalen Gelenkkoordinaten beziehen sich auf den Bewegungszustand am Anfang der Bewegungsaufgabe. Das Getriebe wurde zudem auf eine Gestelllänge von $\overline{A_0D_0} = 100$ mm skaliert.



Gelenk	x [mm]	y [mm]
A_0	0	0
C_0	201,55	-120,61
D_0	100	0
A	-59,45	-8,19
B	28,32	52,9
C	123,99	-194,21
D	185,91	-41

Abbildung A-9: Gelenkkoordinaten des Stephenson-3 Getriebes für die Übertragungsaufgabe

Ein Auszug aus der Erklärungskomponente zur Synthese des Übertragungsgetriebes ist in Abbildung A-10 gegeben.

Es wird nach der Lösung einer Übertragungsfunktion gesucht mit einer drehenden Antriebsbewegung
 Es wird nach der Lösung einer Übertragungsfunktion gesucht mit einer drehenden Abtriebsbewegung
 Es wurden die Strukturen mit den folgenden Eigenschaften aus der Datenbank geholt:

max. Anz. Glieder	8
Getriebeart	UEBERTRAGUNGSGETRIEBE
Antriebsbewegung	DREHEND
Abtriebsbewegung	DREHEND

Demnach sind nun 12813 Strukturen in der KI
 Die Bewegung enthält 5 approximierete Schritte
 Die Bewegung enthält 3 exakt zu erfüllende Lagen
 Da es 3 Genaulagen gibt, ist der minimale Synthesebaustein DS
 Es werden nicht alle Schritte über Segmente miteinander verbunden. Daher ist die Syntheseraufgabe offen
 Graph xy kann maximal 0 Genaulagen erfüllen. Da die Bewegungsaufgabe 4 Genaulagen enthält, fällt diese Struktur zur Lösungsbetrachtung raus
 ...
 Graph xy besitzt einen Synthesebaustein mit mehr als drei Gelenken und fällt daher (vorerst) zur Lösungsbetrachtung raus. Die Optimierung kann durch solche Ketten erweitert werden
 ...
 Es befinden sich 10754 Strukturen in der Wissensbasis
 Die Struktur Graph xy wird als nächstes einer Maßsynthese unterzogen
 Die Struktur NO . GE . AB . AN besteht aus den Synthesegruppen [DREHGELENK DREHGELENK | DREHGELENK DREHGELENK]
 Für die Struktur Graph xy wurden 0 Lösungen gefunden.
 Es wurden noch nicht genügend Lösungen gefunden (0/1) Daher wird ein neues Getriebe synthetisiert
 Die Struktur Graph xy wird als nächstes einer Maßsynthese unterzogen
 Die Struktur Graph xy besteht aus den Synthesegruppen [DREHGELENK DREHGELENK | DREHGELENK DREHGELENK DREHGELENK | DREHGELENK DREHGELENK]
 Für die Struktur Graph xy wurden 2 Lösungen gefunden.
 Es wurde ein Projekt erstellt
 Dem Projekt wurde das Getriebe „Getriebe Nr. 1“ hinzugefügt
 Dem Projekt wurde das Getriebe „Getriebe Nr. 2“ hinzugefügt

Abbildung A-10: Auszug aus der Erklärungskomponente für die Übertragungsbewegung

In Abbildung A-11 sind die Gelenkkoordinaten des bahngesteuerten Rastgetriebes aus Abbildung 7-7 dokumentiert.

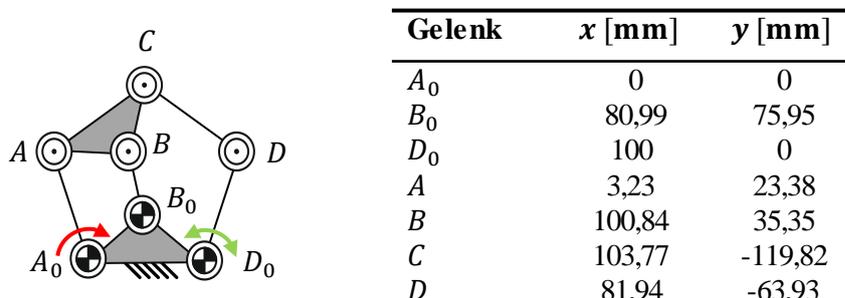


Abbildung A-11: Gelenkkoordinaten des bahngesteuerten Rastgetriebes

Abbildung A-12 Abbildung A-13 zeigen zwei Getriebe mit jeweils einem Schubgelenk, welche durch die KI zur Erfüllung der Übertragungsfunktion synthetisiert wurden. Das in Abbildung A-12 dargestellte Getriebe basiert auf einer Stephenson-3 Struktur mit binärem Antriebsglied und einem mitbewegten Schubgelenk am Abtriebsglied. Die Abweichung in der Rast beträgt lediglich $\Delta\psi = 1,9^\circ$ und erfüllt somit die Toleranzangaben von $\Delta\psi = \pm 3^\circ$. Die Winkelvorgabe von $\psi = 40^\circ$ wird bei $t = 0,7$ s exakt erfüllt.

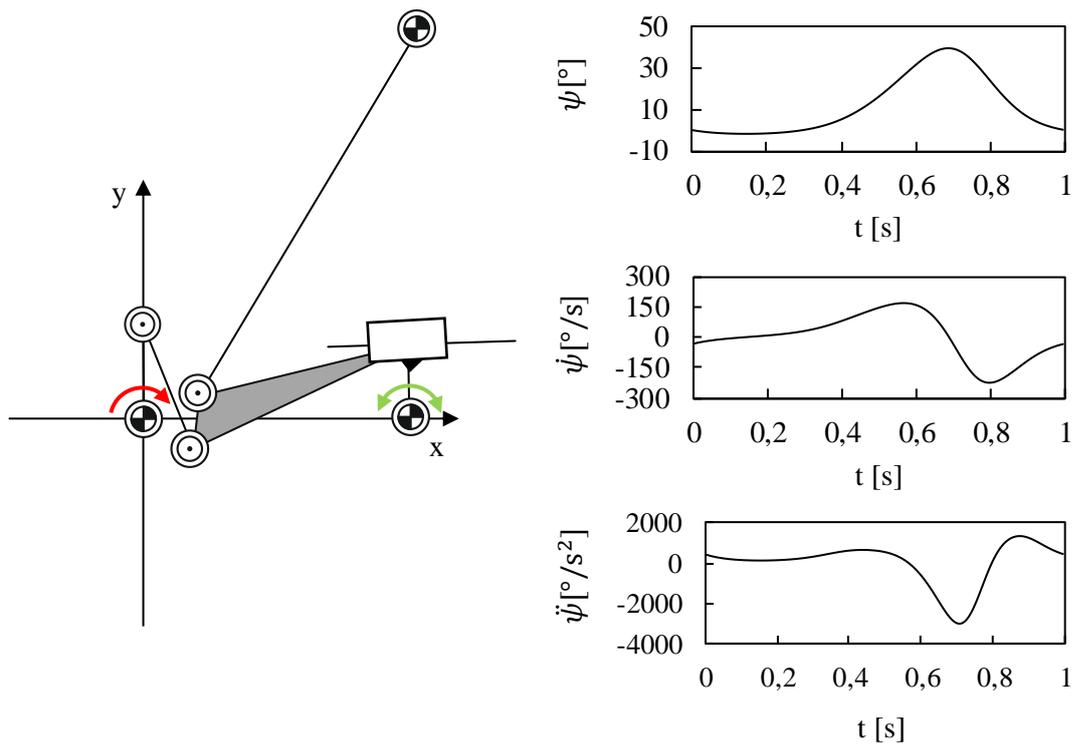


Abbildung A-12: Bahngesteuertes Stephenson-3 Rastgetriebe mit binärem Antriebsglied

Abbildung A-13 zeigt ein Stephenson-3 Rastgetriebe mit Schubgelenk am Gestell, welches die in Abschnitt 7.2 definierte Sollbewegung erfüllt. Auch dieses Getriebe zeichnet sich dadurch aus, dass die Rast mit einer Abweichung von $\Delta\psi = 0,47^\circ$ sehr genau realisiert werden kann. Es ist erkennbar, dass die Optimierung des Getriebes noch nicht die kinetischen Parameter des Getriebes berücksichtigt, da der Übertragungswinkel μ in dem dargestellten Beispiel vergleichsweise gering ist.

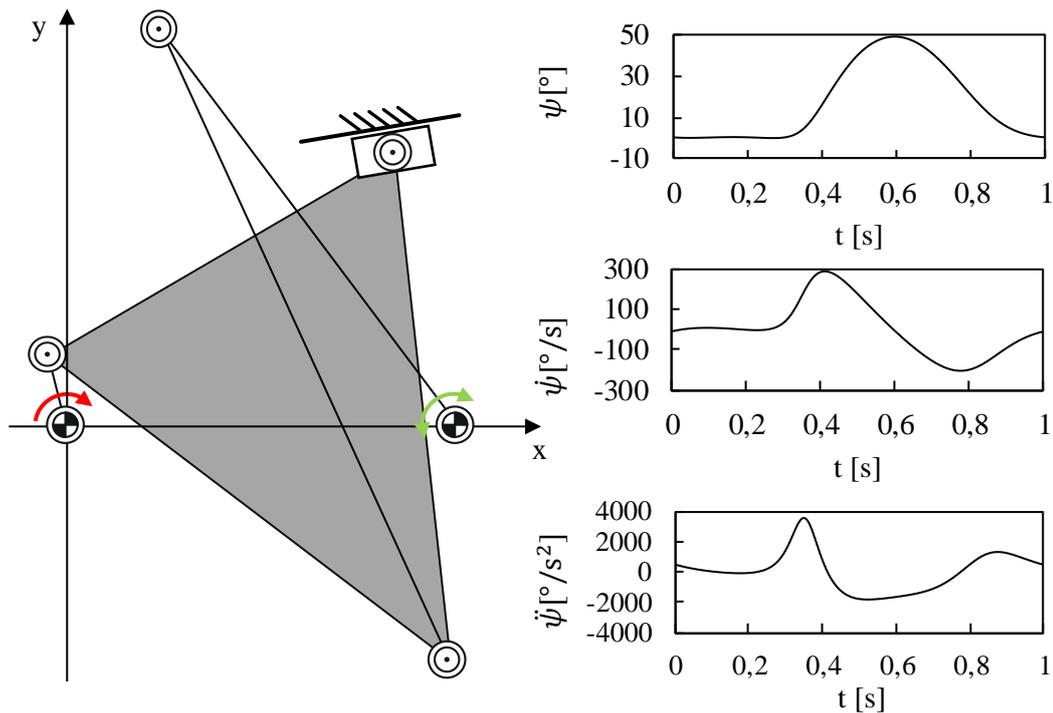
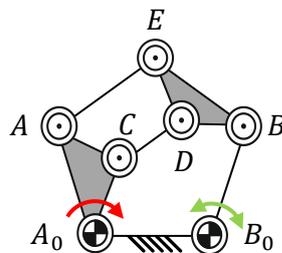


Abbildung A-13: Bahngesteuertes Stephenson-3 Rastgetriebe mit einem Schubgelenk am Gestell

Neben den zuvor genannten Getrieben, synthetisiert die KI ebenfalls ein passendes Rastgetriebe basierend auf Getriebestruktur 3 aus Abbildung 7-5. Die Abmessungen des Getriebes sind in Abbildung A-14 dokumentiert. Das Ergebnis dieser Synthese ist in Abbildung A-15 dargestellt. Die maximale Abweichung in der Rast beträgt bei diesem Getriebe $\Delta\psi = 0,09^\circ$ und liegt damit deutlich innerhalb des definierten Toleranzbereiches von $\Delta\psi = \pm 3^\circ$. Nachteilig an diesem Getriebe ist der sehr große Bauraum. Nichtsdestotrotz bietet das dargestellte Getriebe eine weitere Lösung, welche über die in [VDI2727-4] genannten Ansätze hinaus geht und nicht auf den dort genannten Prinzipien des bahngesteuerten Zweischlags und der Hintereinanderschaltung beruhen.



Gelenk	x [mm]	y [mm]
A_0	0	0
B_0	100	0
A	43,09	148,83
B	-282,62	-234,2
C	86,33	158,25
D	-369,46	265,87
E	-511,62	191,67

Abbildung A-14: Gelenkkordinaten des bahngesteuerten Rastgetriebes

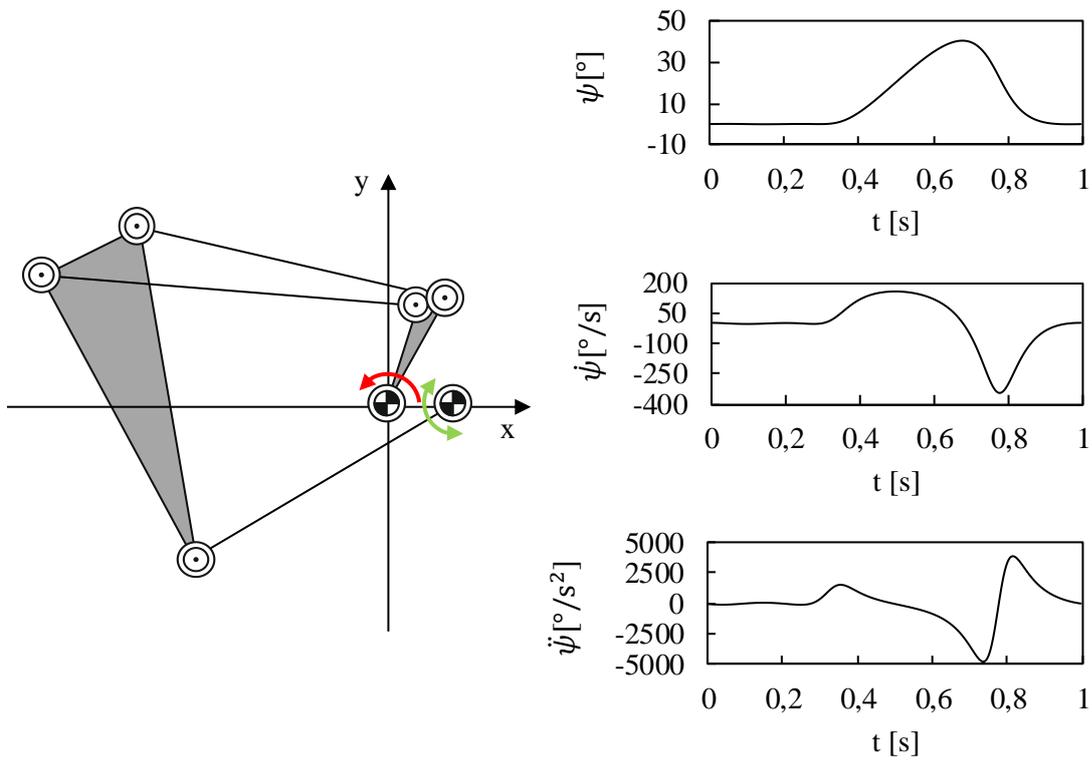


Abbildung A-15: Stephenson-2 Rastgetriebe mit ternärem Antriebsglied