

Strategien zur Struktur- und Maßsynthese von Greiferbacken mit Ebenenparallelführung

Tom-Philip Mannheim*, Jascha Paris*, Mario Müller*,
Stefan Kurtenbach*, Mathias Hüsing*,
Burkhard Corves*, Mohsen Saadat**

* RWTH Aachen, Institut für Getriebetechnik und Maschinendynamik
mannheim@igm.rwth-aachen.de

** GMG, Gesellschaft für modulare Greifersysteme GmbH
info@gmg-system.com

Kurzfassung

In der automatisierten Fertigung und Handhabung von Teilen kommen Roboter mit mechanischen Greifwerkzeugen als Endeffektoren in allen Industriezweigen zum Einsatz. Aufgrund unterschiedlicher geometrischer Formen, Größen und Massen der zu greifenden Objekte steigen die Anforderungen an die mechanischen Greifwerkzeuge. Am Beispiel eines pneumatisch angetriebenen Greifers wird gezeigt, wie mit unterschiedlichen Syntheseverfahren und nachgeschalteter Analyse die komplexen Randbedingungen berücksichtigt werden können. Es wird ein dynamisch interaktives Vorgehen unmittelbar mit den Ergebnissen einer multikriteriellen Optimierung verglichen.

Abstract

In automated processes for production and manipulation of objects robots with mechanical grippers as End-effectors are used in a variety of industrial applications. Due to varying geometric shapes, sizes and masses of objects gripped, the requirements become increasingly challenging. Dealing with a pneumatically driven gripper it will be

shown, that the consideration of sophisticated requirements is possible throughout the synthesis and analysis procedures. The results of a dynamic interactive approach are compared with those of a multi-criteria optimization.

1 Einführung und Aufgabenstellung

Der steigende Automatisierungsgrad von Fertigungs- und Handhabungsprozessen führt zu erhöhten Anforderungen in der Greifertechnik [1]. Um nicht für jede Aufgabe einen individuellen Greifer einsetzen zu müssen, wird von den Greifern ein hohes Maß an Flexibilität gefordert. Dabei soll ein Greifemechanismus fähig sein, Objekte mit unterschiedlichen geometrischen Formen, Größen und Massen handhaben zu können [2]. Am Beispiel eines vorhandenen Greifers mit vorgegebenem Teilespektrum und Bauraumeinschränkungen werden verschiedene Syntheseverfahren angewandt und deren Ergebnisse vorgestellt.

Der betrachtete Greifemechanismus (vgl. Abb. 1 – links) dient der Handhabung von Felgen mit unterschiedlichen Größen und Massen.

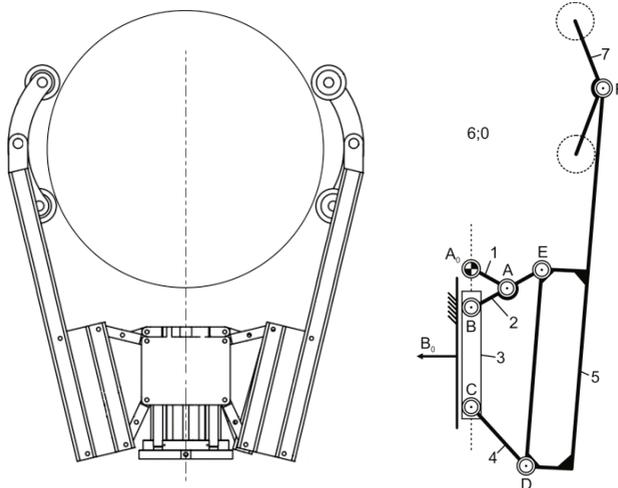


Abb. 1: Greifemechanismus (links) und kinematisches Schema einer Greiferbacke (rechts)

Dem kinematischen Schema einer einzelnen Greiferbacke aus Abb. 1 – rechts ist zu entnehmen, dass der Greifemechanismus aus einer

sechsgliedrigen Grundstruktur besteht, an welcher das Glied 7 (der Backenhalter) im Gelenkpunkt F drehbar gelagert ist. Somit hat das Getriebe nach der Formel von Grübler den Freiheitsgrad zwei. Der Freiheitsgrad der sechsgliedrigen Grundstruktur ist für das Öffnen und Schließen der Greifbacken verantwortlich und führt das Drehgelenk F des Backenhalters auf der gewünschten Bahnkurve. Der zweite Freiheitsgrad, die Rotation des Backenhalters, ist nötig um Felgen mit unterschiedlichen Durchmessern an mindestens drei Punkten am Umfang zu greifen. Mit ihm wird gewährleistet, dass die Kräfte vom Backenhalter auf die Felge immer zentrisch zum Felgenmittelpunkt übertragen werden. Nachteilig an dieser Variante ist, dass der zusätzliche Freiheitsgrad aufgrund der undefinierten Stellung des Getriebegliedes 7 das zu handhabende Objekt aus dem Greifbereich hinauschieben oder dieses beschädigen kann.

Aufgrund dieser Problematik soll die gegebene Struktur modifiziert werden, um eine zwangläufige Ebenenparallelführung des Backenhalters zu realisieren. Dazu wird der bestehende Greifer um ein zusätzliches Getriebeglied erweitert. Die bestehende Grundstruktur soll dabei nicht verändert werden. Abb. 2 zeigt die kinematische Kette der Greiferbacke (I) und alle fünf mögliche Erweiterungen um ein Getriebeglied (II-VI).

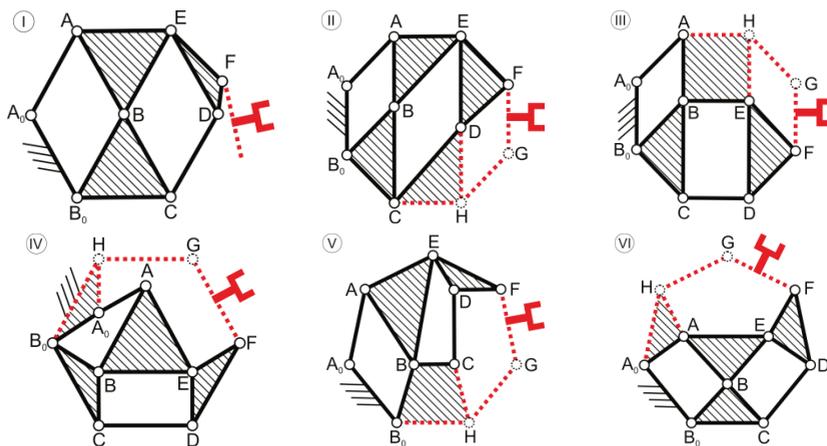


Abb. 2: Kinematische Kette des Greifmechanismus inklusive Erweiterungsmöglichkeiten

Im Folgenden werden zu ausgewählten Strukturen verschiedene Maßsyntheverfahren vorgestellt.

2 Synthese der exakten Ebenenparallelführung

In diesem Abschnitt wird anhand der kinematischen Ketten II und III aus Abb. 2 exemplarisch ein Syntheseverfahren vorgestellt, dass die exakte Parallelführung des Eingriffsgliedes mit Hilfe des Satzes von Roberts ermöglicht.

Aus dem Satz von Roberts „kann [...] ein einfaches Verfahren zur Synthese eines sechsgliedrigen Ebenenparallelführungsgetriebes aus einem viergliedrigen Punktführungsgetriebe entwickelt werden“ [3]. Die gegebene Struktur ist jedoch kein viergliedriges Punktführungsgetriebe. Das Verfahren ist demnach nicht in der üblichen Form anwendbar, durch einen Gestellwechsel wird die Anwendung dennoch ermöglicht.

Das Schubglied 3 ändert seine Orientierung bezüglich des Gestells nicht. Das parallelzuführende Eingriffsglied soll ebenfalls seine absolute Orientierung nicht ändern. Daraus folgt, dass der Backenhalter seine relative Winkellage bezüglich des Schiebers nicht ändern darf. Durch einen Gestellwechsel, bei dem das Schubglied 3 als Bezugsglied dient, ergibt sich ein neues kinematisches Schema nach Abb. 3 a. Innerhalb dieses Schemas kann der Zweischlag A_0A vernachlässigt werden, da er keinen Einfluss auf die Geometrie der Führungskurve des Gelenks F hat und lediglich als Antrieb der Schwinge 2 gesehen werden kann. Folglich ergibt sich ein viergliedriges Getriebe (Glieder 2, 3, 4 und 5) und der Satz von Roberts kann angewendet werden. Die Anwendung nach Hain [4] führt zu den zwei Lösungen in Abb. 3 b und c.

Diese beiden Lösungen liefern zwar eine exakte Ebenenparallelführung, aber dennoch keine zufriedenstellende Lösung der Bewegungsaufgabe. Entweder kollidieren die zusätzlichen Gelenke G und H über den betrachteten Bewegungsraum mit dem Greifobjekt oder der zusätzliche Zweischlag kommt der Strecklage zu nahe.

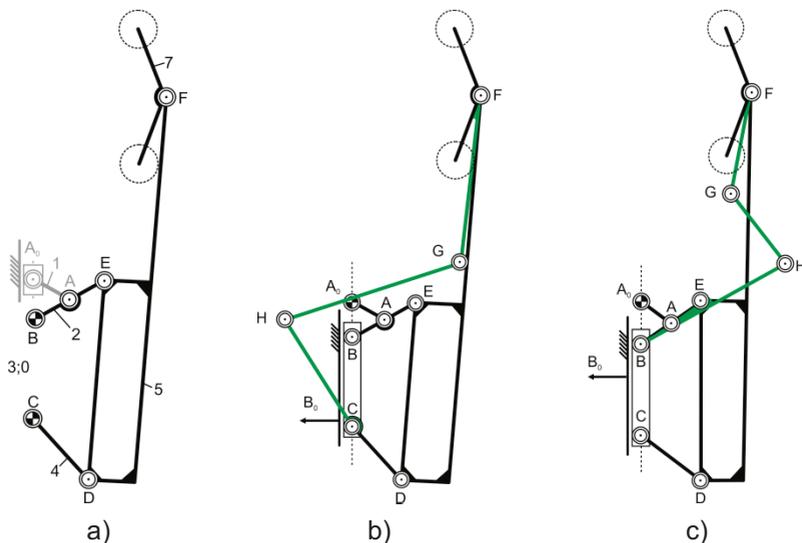


Abb. 3: Kinematische Struktur nach dem Gestellwechsel (a) und kinematische Strukturen mit Ebenenparallelführung für Kette II (b) und Kette III (c)

Aus diesem Grund müssen die verbleibenden kinematischen Ketten aus Abb. 2 analysiert werden, um eine genäherte Parallelführung zu erzeugen.

3 Dynamisch interaktiver Ansatz

Die in Abschnitt 2 vorgestellten Mechanismen für die exakte Parallelführung des Backenhalters bilden keine zufriedenstellenden Lösungen. Auch spielt neben der Parallelführung der Bewegungsraum des synthetisierten Getriebes eine entscheidende Rolle. Daher wird innerhalb dieses Abschnitts gezeigt, wie aus den kinematischen Ketten IV und V aus Abb. 2 passende Getriebe dynamisch interaktiv synthetisiert werden können, die sowohl eine genäherte Parallelführung ermöglichen, als auch den Bewegungsraum des Getriebes berücksichtigen.

Analog zu der Synthese von koppelkurvengesteuerten Rastgetrieben (vgl. [5]) besteht die Möglichkeit, über die Suche des Krümmungsmittelpunktes der Koppelkurve ein Getriebe zu erzeugen, das eine ausreichend genäherte Parallelführung realisiert.

Grundlage für die Suche des Krümmungsmittelpunktes der Koppelkurve ist die kinematische Kette IV aus Abb. 2. Bei dieser Struktur ist es notwendig, ein Gestellgelenk zu finden, welches, verbunden mit einem weiteren Gelenk auf dem Backenhalter 7, eine genäherte Parallelführung realisiert. Dazu wird wie in Abb. 4 a dargestellt vorgegangen. In einem ersten Schritt wird für eine beliebige Stellung des Antriebs der momentane Krümmungsmittelpunkt F_0 des Gelenks F ermittelt. In einem zweiten Schritt wird der Gestellpunkt H_0 an einer beliebigen Stelle festgelegt. Die Lage des Gelenks G muss relativ zum Gelenk F der Lage von H_0 relativ zu F_0 entsprechen. Somit entsteht temporär die Parallelkurbel (F- F_0 - H_0 -G) und F-G wird parallel geführt. Somit ergibt sich die Struktur nach Abb. 4 a. Sowohl die Wahl der Antriebsstellung als auch die Festlegung des Gestellpunkts H_0 haben einen Einfluss auf die Winkelabweichung des Greifers über der Bewegung. Für ein gutes Ergebnis müssen die freien Parameter dynamisch-interaktiv angepasst werden. Dieses Verfahren bietet einen wesentlichen Vorteil gegenüber dem in Abschnitt 2 beschriebenen Verfahren. Der Bewegungsraum des Getriebes kann über eine geeignete Wahl des Gestellgelenks H_0 angepasst werden, sodass er gegen keine Restriktionen verstößt. Diese Freiheit wird durch eine geringere Güte der Parallelführung erkauft.

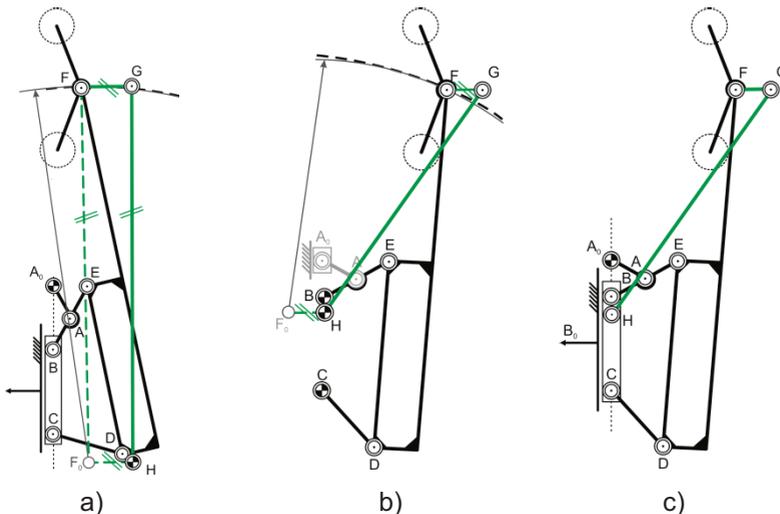


Abb. 4: Kinematische Strukturen aus der dynamisch interaktiven Maßsynthese für Kette IV (a) und Kette V (c) und Synthese der Kette V (b)

Das letzte Maßsyntheseverfahren, welches an dieser Stelle gezeigt werden soll, dient dazu die kinematische Kette V aus Abb. 2 auszulegen. Das zu bestimmende zusätzliche Glied soll nun den Schieber und den Backenhalter miteinander verbinden. Hier wird der Gedankengang des Gestellwechsels analog zu Abschnitt 2 verfolgt. Nach dem Gestellwechsel aus Abb. 4 b kann wie zuvor vorgegangen werden um die Abmessungen des Zweischlags zu bestimmen. Es entsteht wieder eine temporäre Parallelkurbel. Bei dieser Variante kann das Gelenk H beliebig auf dem Schieber platziert und dynamisch-interaktiv angepasst werden.

Durch die Synthese von koppelkurvengesteuerten Ebenen-parallelführungsgetrieben wurde gezeigt, wie eine genäherte Parallelführung realisiert werden kann. Gleichzeitig kann die Lösung trotzdem, im Gegensatz zum Verfahren nach Roberts aus Abschnitt 2, dynamisch interaktiv an die vorhandenen Kriterien angepasst werden. Bereits während der dynamischen interaktiven Maßsynthese, kann der Konstrukteur das Ergebnis auswerten und validieren.

4 Optimierungsansatz

Um die gestellte Aufgabe zufriedenstellend zu lösen, müssen mehrere Randbedingungen und Anforderungen erfüllt werden. Bei dem Verfahren nach dem Satz von Roberts in Abschnitt 2 können neben der Parallelführung keine weiteren Kriterien berücksichtigt werden. Dahingegen betrachtet der Getriebetechniker beim dynamisch interaktiven Vorgehen (vgl. Abschnitt 3) eine Vielzahl von Anforderungen, wägt sie unmittelbar ab, bewertet sie subjektiv und versucht im Rahmen seiner Möglichkeiten einen Kompromiss zu finden. Analog dazu kann das Problem als mathematisches Modell formuliert und in eine Optimierungsaufgabe überführt werden. Hierbei ist es möglich mittels geeigneter Methoden, eine im Sinne der mathematisch formulierten Nebenbedingungen und Anforderungen optimale Lösung, also einen optimalen Kompromiss, zu finden. Die Bewertung und Auswertung erfolgt systematisch. Jedoch ist eine präzise Formulierung der Aufgabenstellung nötig und der Ermessensspielraum des Anwenders ist dabei groß. [6]

Schwierig gestaltet sich hingegen das Definieren der Struktursynthese als Optimierungsaufgabe, da die Berechnung des Getriebes abhängig

von der gewählten Struktur und die Anzahl möglicher Kombinationen sehr groß ist. Jedoch kann der Lösungsraum auf die kinematischen Ketten in Abb. 2 reduziert werden, wodurch bereits die Forderung nach möglichst wenig Getriebegliedern und Bauelementen erfüllt wird.

Für jede Struktur können anschließend die vier frei wählbaren Parameter in Gl. (1), also die Lageparameter von Gelenk H auf dem ternären oder quaternären Glied sowie die Gliedlängen l_{HG} und l_{GF} , anhand von Zielfunktionen optimiert werden. Jede Zielfunktion in Gl. (2) repräsentiert dabei eine Anforderung an das Getriebe. Die Güte der Parallelführung wird hier durch die maximale Winkeldifferenz und die mittlere quadratische Abweichung, abgekürzt MQA, entlang der Bahn des Führungsgliedes bewertet. Das Gewicht wird durch die Gesamtlänge der Glieder im Voraus abgeschätzt und der Bauraum durch die konvexe Hülle aller Gelenkpositionen über den gesamten Bewegungsbereich angenähert. Sowohl die Längenänderung als auch der Bewegungsbereich werden als Änderung bezogen auf die ursprünglichen Werte des Greifers angegeben. Zusätzlich wird der minimale Übertragungswinkel, beziehungsweise für die Minimierung dessen Kehrwert bezogen auf einen Referenzwert, des zusätzlichen Zweischlages für die Bewertung einer Lösung verwendet. Um bei der Optimierung die Zielkriterien untereinander vergleichen zu können, müssen diese normiert und gewichtet werden. Durch die Gewichtung wird vorgegeben, was ein optimaler Kompromiss ist, wodurch auch unmittelbar die Lösungen beeinflusst werden. Entsprechend sorgfältig müssen nicht nur die Zielfunktionen, sondern auch die Gewichtungen z.B. mit Hilfe einer Präferenzmatrix ausgewählt werden.

$$\mathbf{x} = [\eta_H \quad \xi_H \quad l_{HG} \quad l_{GF}]^T \quad (1)$$

$$\mathbf{F}(x) = \mathbf{g} \cdot \begin{bmatrix} \max(\psi_{70}) - \min(\psi_{70}) \\ MQA(\psi_{70}) \\ \sum l_i \\ A_{zus} \\ 20^\circ / \mu_{min} \end{bmatrix} \quad (2)$$

Neben Randbedingungen, die unsinnige Lösungen wie z.B. negative Gliedlängen oder nicht schließbare Zweischläge ausschließen, besteht

die Vorgabe, dass sich kein Gelenkpunkt innerhalb der zu greifenden Felge befinden darf, vergleiche Gl. (3) und Gl. (4).

$$c(x) = D_{Felge} - \|\mathbf{x}_{Mitte\ Felge} - \mathbf{x}_{Gelenk,i}\|_2 \quad (3)$$

$$X = \{\mathbf{x} \mid \mathbf{x} \in \mathbb{R}^4; c(x) \leq \mathbf{0}; \mathbf{lb} \leq \mathbf{x} \leq \mathbf{ub}\} \quad (4)$$

Für die Lösung des Optimierungsproblems (vgl. Gl. (5)) bietet sich die Kombination von einem globalen und einem lokalen Optimierverfahren an.

Bei Verwendung eines genetischen Optimierers ist es nicht notwendig, einen Startwert vorzugeben und es wird mit einer breit angelegten Population von Startwerten global nach Lösungen gesucht. Im Gegensatz zu lokalen Verfahren, wird bei jedem Berechnungsschritt eine Vielzahl von Werten berücksichtigt und die besten weiterverwendet, vielversprechende kombiniert und immer wieder neue zufällig erstellte Parameterkombinationen hinzugefügt. Dadurch können auch solche Lösungen entdeckt werden, die nicht in der Nähe von benachbarten lokalen Minima liegen.

Anschließend können die besten Lösungen als Startwert für eine lokale Optimierung mit einem gradientenbasierten Algorithmus, basierend beispielsweise auf Newton-Lagrange, verwendet werden. Dadurch werden die Vorteile beider Verfahren, die breit angelegte globale und die effiziente und exakte lokale Suche, ausgenutzt. [7]

$$\min\{\max \mathbf{F}(x) \mid x \in X\} \quad (5)$$

Für alle vorgegebenen Strukturen werden mit der Optimierungsstrategie verschiedene geeignete Lösungen gefunden, die individuelle Stärken und Schwächen aufweisen (vgl. Abb. 5 und Abb. 6). Dabei erzielen auch ganz unterschiedliche, zum Teil unvorhergesehene, Abmessungsvarianten ähnliche Ergebnisse hinsichtlich der formulierten Zielfunktionen. Allerdings werden beispielsweise die Schichtung der Getriebeglieder und die Lage des Antriebs nicht im mathematischen Modell abgebildet, wodurch auch Lösungen wie in Abb. 6 b) gute Bewertungen erhalten, obwohl diese aus konstruktiver Sicht Probleme aufweisen.

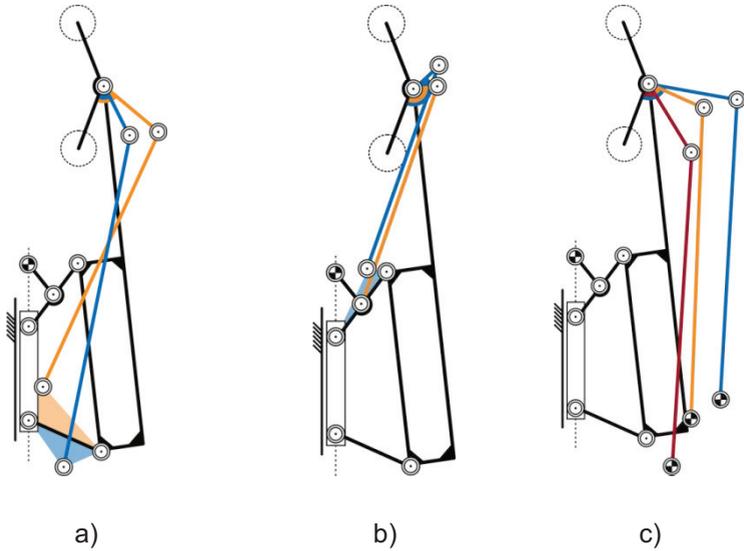


Abb. 5: Lösungen der Optimierung für Kette II (a), Kette III (b) und Kette IV (c)

Nachgelagert müssen daher prinzipiell geeignete optimale Lösungen näher betrachtet und daraus das endgültige Getriebe ausgewählt werden.

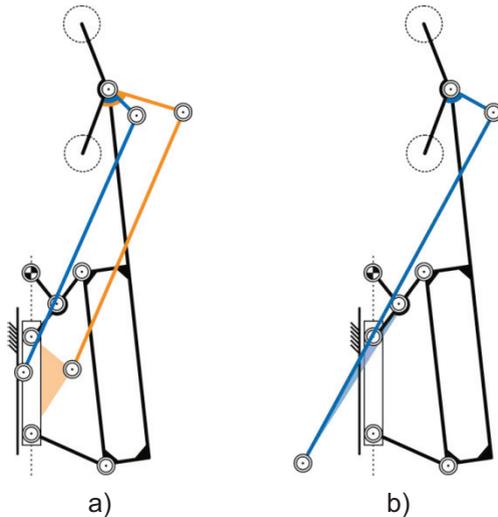


Abb. 6: Lösungen der Optimierung: für Kette V (a) und ungeeignetes Beispiel für Kette III (b)

5 Diskussion der Ergebnisse und Fazit

Die Ergebnisse der Varianten der Maßsynthese werden im Folgenden analysiert. Dazu werden die verschiedenen Konzepte anhand der maximalen Winkelabweichung der Greifbacke ($\max(\Delta\psi)$), des mittleren quadratischen Fehlers ($MQA(\psi)$), einer Abschätzung des zu erwartenden zusätzlichen Gewichts anhand der Summe der zusätzlichen Längen ($\sum(l_i)$), der zusätzlich benötigten Fläche des Bewegungsraums (A_{zus}) und dem minimalen Übertragungswinkel des zusätzlichen Zweischlags (μ_{min}) verglichen. Nach der Bewertung der dynamisch-interaktiven Konzepte ergeben sich die Werte in Tab. 1.

Kette	II	III	IV	V
$\max(\Delta\psi)[^\circ]$	0	0	2.90	1.43
$MQA(\psi)[^\circ]$	0	0	0.453	0.278
$\sum(l_i)[\%]$	61	21	71	52
$A_{zus}[\%]$	Strafe	29	34	20
$\mu_{min}[^\circ]$	28.35	18.81	68.51	52.24

Tab. 1: Kennwerte der dynamischen interaktiven Syntheseergebnisse

Die beiden möglichen Konzepte mit einer exakten Gradführung erscheinen für die Konstruktion nicht sinnvoll, da der minimale Übertragungswinkel zu gering ist ($18,8^\circ$) bzw. eine Bauraumverletzung vorliegt. Für die Konzepte mit einer angenäherten Gradführung konnte eine maximale Winkelabweichung von unter 3° erreicht werden, wobei die Konzepte, die einen zusätzlichen Zweis Schlag an Glied 0 und 3 vorsehen, hinsichtlich des minimalen Übertragungswinkels deutlich günstiger einzuschätzen sind. Hinsichtlich Bauraum und Abweichung ist eine Erweiterung am Gestell entsprechend Kette IV zu bevorzugen. Die Ergebnisse der Bewertung der optimierten Konzepte sind in Tab. 2 dargestellt.

Konzept	II	III	IV	V
$\max(\Delta\psi)[^\circ]$	0.66	0.87	0.84	0.36
$MQA(\psi)[^\circ]$	0.055	0.087	0.087	0.016
$\sum (l_i) [\%]$	52	44	63	56
$A_{zus} [\%]$	22	11	29	29
$\mu_{min} [^\circ]$	56.6	40.8	61.1	72.1

Tab. 2: Kennwerte der Optimierungsergebnisse

Die Optimierungen liefen für alle Konzepte Ergebnisse mit einer maximalen Abweichung von unter einem Grad. Das ausgewogenste Konzept ist die Erweiterung an Glied 3 entsprechend Kette II. Hier ist lediglich eine Schwäche im zusätzlich benötigten Bauraum auszumachen.

Werden die Ergebnisse der beiden Herangehensweisen verglichen, dann sind die Konzepte aus der Optimierung denen der dynamisch-interaktiven Herangehensweise überlegen, jedoch fällt der Unterschied recht gering aus. Genügen geringe Winkelabweichung von etwa drei Grad, dann ist die dynamisch-interaktive Auslegung ausreichend.

Der Aufwand, um zu einem Ergebnis zu kommen, ist bei beiden Varianten sehr unterschiedlich. Gleich ist der Aufwand der Vorüberlegung zur Vorgehensstrategie, also die Definition der möglichen und sinnvollen Angriffspunkte für einen Zweischiag.

Bei der dynamisch-interaktiven Herangehensweise wird - eine dynamische Geometriesoftware vorausgesetzt - zunächst die Konstruktion des beweglichen Getriebes inklusive der bestehenden Abmessungen benötigt. Im folgenden Schritt werden die entsprechenden Zweischiäge inklusive der nötigen Manipulationsmöglichkeiten erstellt. Zur Bewertung der Winkelabweichung und des minimalen Übertragungswinkels müssen die entsprechenden Größen gemessen werden. Sind diese Voraussetzungen geschaffen, dann kann bereits mit der Veränderung der Vorgabegrößen begonnen werden. Somit ergibt sich nach relativ kurzer Zeit ein brauchbares Ergebnis.

Um die Synthese mittels einer Optimierung ausführen zu können, müssen zunächst die programmtechnischen Grundlagen geschaffen werden, um eine kinematische Analyse des Getriebes auszuführen. Dazu eignet sich die modulare kinematische Analyse aus den VDI-Richtlinien 2729 [8] oder 2142 Blatt 2 [9]. Sind die Module nicht bereits vorher programmiert, müssen diese zunächst erstellt und validiert werden, was etwas Zeit benötigt. Im nächsten Schritt müssen die Module zusammengestellt werden. Nach diesen Vorarbeiten wird die eigentliche Optimierung definiert. Dazu ist es notwendig, eine entsprechende Zielfunktion zu formulieren. Sind diese Schritte durchgeführt, dann wird - eine Programmierumgebung mit implementierten Optimierungsfunktionen vorausgesetzt - die Optimierung durchgeführt. Dabei müssen in der Regel mehrere Iterationen bei der Zielfunktion durchgeführt werden, weil die Ergebnisse gewisse Randbedingungen nicht erfüllen. Bei Verwendung von multikriteriellen Zielfunktionen, wie im vorliegenden Fall, ist eine Gewichtung der Kriterien notwendig, dadurch wird jedoch auch direkter Einfluss auf die Auswahl der Ergebnisse genommen. Darüber hinaus ist es schwierig in der Zielfunktion weiche oder implizite Randbedingungen zu berücksichtigen, zum Beispiel die sinnvolle Lage eines Gestellpunkts oder konstruktive Fragen der Schichtung.

Es kann zusammengefasst werden, dass mit der dynamisch-interaktiven Vorgehensweise mit einem geringen Aufwand Ergebnisse erzielt werden können. Die Optimierung liefert nach deutlich größerem Aufwand die genaueren Ergebnisse. In vielen Fällen wird nach einer Lösung gesucht, die hinreichend genau die geforderte Bewegungsaufgabe löst. Selten wird nach einer optimalen Lösung gesucht. Daher genügt in diesen Fällen eine geringere Genauigkeit, sodass eine dynamisch-interaktive Herangehensweise brauchbare Ergebnisse liefert. Ein weiterer Aspekt der die Ergebnisse der Optimierungsalgorithmen positiv beeinflusst ist die geringe Anzahl der variablen Parameter.

Literatur

- [1] Riedel, M. *Flexible Bauteilhandhabung auf Basis einer rekonfigurierbaren parallelkinematischen Struktur* Shaker Verlag Aachen 2014. 2. Aufl. Bd.1. Verlag, 2015 isbn: 978-3-8440-2534-7.
- [2] Fantoni, G., Santochi, M. und Dini, G. *Grasping devices and methods in automated production processes*. In: CIRP Annals - Manufacturing Technology. 63 (2014) url: <http://ees.elsevier.com/cirp/default.asp>
- [3] VDI-Gesellschaft Entwicklung Konstruktion Vertrieb, VDI 2740 Blatt 2, *Mechanische Einrichtungen in der Automatisierungstechnik Führungsgetriebe*. Beuth Verlag GmbH, 10772 Berlin, 2002.
- [4] Hain, K. *Erzeugung von Parallel-Koppelbewegungen mit Anwendungen in der Landtechnik*. In: *Grundlagen der Landtechnik*. Heft 20/1964. Universität Hohenheim.
- [5] Kerle, H., Corves, B. und Hüsing, M. *Getriebetechnik. Grundlagen, Entwicklung und Anwendung ungleichmäßig übersetzender Getriebe*. 4. Aufl. Vieweg+Teubner Verlag, 2015, S. 285 f. isbn: 978-3-8348-0961-2.
- [6] Papageorgiou, M.; Leibold, M.; Buss, M. *Optimierung. Statische, dynamische, stochastische Verfahren für die Anwendung*. 3. Aufl. Springer Vieweg, 2012 isbn: 978-3-540-34012-6
- [7] Deb, K. *Multi-Objective Optimization Using Evolutionary Algorithms: An Introduction*. KanGAL Report Number 2011003, 2011
- [8] VDI Richtlinie 2729, *Modulare kinematische Analyse ebener Gelenkgetriebe mit Dreh- und Schubgelenken*, Beuth Verlag GmbH, 10772 Berlin, 1995
- [9] VDI Richtlinie 2142 Blatt 2, *Auslegung ebener Kurvengetriebe - Berechnungsmodule für Kurven- und Koppelgetriebe*, Beuth Verlag GmbH, 10772 Berlin, 2011