



universitätsverlag
ilmenau

Denninger, Daniel; Heine, Andreas; Berger, Maik:

**Verschleißarme Handhabung von Flechtmaterialien durch
optimalen Fadenlängenausgleich**

URN: urn:nbn:de:gbv:ilm1-2013100033-109-4

URL: <http://nbn-resolving.de/urn:nbn:de:gbv:ilm1-2013100033-109-4>

Erschienen in:

10. Kolloquium Getriebetechnik : Technische Universität Ilmenau, 11. - 13.
September 2013. - Ilmenau : Univ.-Verl. Ilmenau, 2013. - S. 109-123.
(Berichte der Ilmenauer Mechanismentechnik ; 2)

ISSN: 2194-9476

ISBN: 978-3-86360-065-5 [Druckausgabe]

URN: urn:nbn:de:gbv:ilm1-2013100033

URL: <http://nbn-resolving.de/urn:nbn:de:gbv:ilm1-2013100033>

VERSCHLEISSARME HANDHABUNG VON FLECHT- MATERIALIEN DURCH OPTIMALEN FADENLÄN- GENAUSGLEICH

Daniel Denninger, Andreas Heine*, Maik Berger**

* TU Chemnitz, Institut für Füge- und Montagetechnik, Professur Montage- und Handhabungstechnik, daniel.denninger@mb.tu-chemnitz.de

Kurzfassung

Der Beitrag zeigt den Entwurf und die Auslegung eines Fadenlängenausgleichs zur verschleißarmen Handhabung von Flechtmaterialien bei bekannten kinematisch-technologischen Bedingungen. Zur Reduktion von Faden-
spannungen wird die oszillierende Verlegebewegung ausgeglichen.

Die Aufgabe bestand in der mathematischen Beschreibung der variierenden Fadenlänge während der Kettfadenverlegung. Vor allem die räumlichen Bewegungsabläufe, welche durch die Krümmungsverhältnisse bestimmt sind und sich bei rotatorisch bewegter Fadenführung auf einer flechttechnologisch bedingten Kugeloberfläche ergeben, spielen dabei eine entscheidende Rolle. Da keine analytisch geschlossene Lösung möglich war, wurde mittels dem Newton'schen-Näherungsverfahren das Gesamtproblem abgebildet.

Der Beitrag zeigt die erforderlichen Auslegungs- und Arbeitsschritte bis hin zu den daraus gewonnenen Ergebnissen, welche die Grundlage zur Entwicklung einer, durch ein ebenes Kurvengetriebe zu erzeugenden, optimalen Übertragungsfunktion bildeten.

Abstract

The article shows the concept and the dimensioning of a length of thread compensator for low-wear handling of braiding materials at well-known kinematic technological conditions. The oscillated motion of laying is compensated for the reduction of yarn tensions.

The task consisted of the mathematical specification of the diversifying length of thread during the laying of the chaining thread. Especially the three-dimensional motion-sequences, which are designed by the curvature ratios and result from the rotatory thread guide of a surface of a sphere. Due to the fact that an analytical self-contained solution was not possible, the problem was represented using Newton's approximation method.

The required steps of dimensioning and production as well as the subsequent results, which form the basics of the processing of an ideal transfer function by a two-dimensional cam mechanism, are shown.

1 Rundflechten nach dem System "Horn"

Im Rahmen eines AIF-Kooperationsprojektes "Entwicklung einer neuartigen Fadenverlegeeinrichtung für Schnellflechtmaschinen" wurde ein innovatives Antriebskonzept zur Verlegung von Kettfäden entwickelt. Das Kernziel des Forschungsvorhabens war eine 50%ige Steigerung der Maschinenleistung gegenüber allen bisher auf dem Markt befindlichen Produkten. Die wesentliche Aufgabe bestand in der Synthese eines neuartigen Mechanismus zur kinematisch optimalen Verlegung des Kettfadens. Eine entscheidende Aufgabenstellung während der Synthese bestand darin, den Fadenlängenausgleich in das nichtlinear geprägte Antriebskonzept unter strikter Berücksichtigung der engen geometrischen Randbedingungen zu integrieren.

Schnellflechtmaschinen nach dem System "Horn" werden ausschließlich zur Fertigung von Schlauch- und Kabelarmierungen eingesetzt. Primär kommen bei diesem speziellen Rundflechtverfahren metallische Werkstoffe zum Einsatz die besondere Eigenschaften bei ihrer Verarbeitung aufweisen. Typische Produkte sind Kabel mit Cu-Geflecht als Außenleiter (koaxial) oder Schläuche mit Textil- bzw. Stahlgeflecht zur Verstärkung der Struktur.

Neben der gewünschten Leistungssteigerung ergeben sich besondere technologische Anforderungen an die Schnellflechtmaschinen. Der technologische Vorteil des Systems "Horn" liegt in der gänzlichen Vermeidung von Verdrehungen des Flechtmaterials bei der Kettfadenverlegung. Der Kettfaden wird entlang einer speziellen Verlegekurve geführt, die das gegeneinander Verwinden der einzelnen Fasern im Flechtmaterial verhindert.

Der Flechtvorgang findet in einer gedachten Hohlkugel statt. Der Mittelpunkt dieser Kugel ist das Flechtauge, **Abb. 1**. Die Spulenträger (Fadenspeicher) kreisen auf einem Breitengrad auf der Kugeloberfläche um das Flechtauge

herum, so dass jede Litze vom Ablaufpunkt des Spulenträgers bis zum Flechtauge an jeder beliebigen Stelle die gleiche Entfernung (Kugelradius) aufweist. Das führt zu einem gleichmäßigen und kontinuierlichen Fadenablauf. Um ein Geflecht zu erzeugen, kreisen die Schussfäden beispielsweise gegen den Uhrzeigersinn auf einem konstanten Breitengrad um das Flechtauge, während die Kettfäden entgegengesetzt zwischen einem höher gelegenen Breitengrad zu einem tieferen Breitengrad springen. Die für die Kreuzung notwendige Bahn des Kettfadens ist sinusähnlich und wird auch als Verlegekurve bezeichnet. [1]

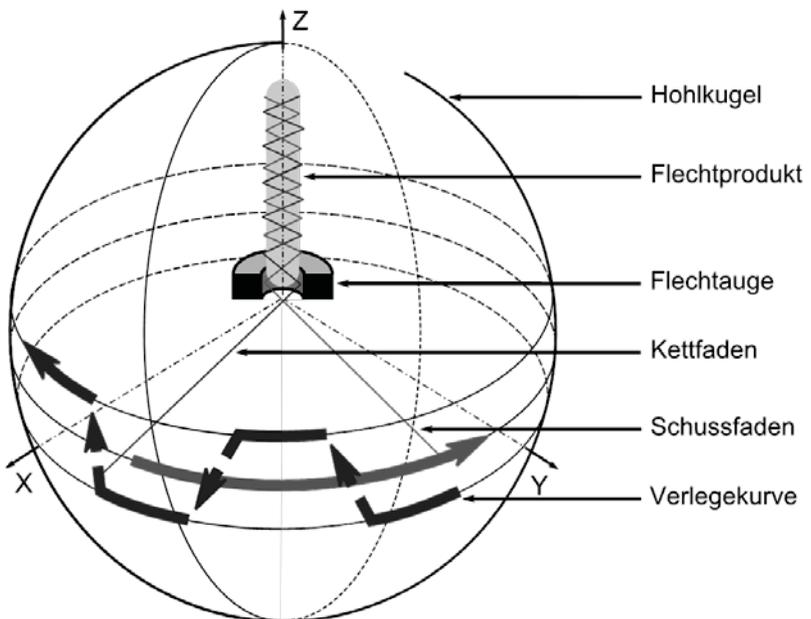


Abb. 1: Schnellflechtmaschinen System "Horn"

In typischen Hebelflechtmaschinen nach dem System "Horn" rotieren zwei gegenläufige Karusselle innerhalb eines feststehenden äußeren Nutkurvenrings. Auf den jeweiligen Karussellen sind die Fadenspeicher für Schuss- oder Kettfäden befestigt. Mit der Kurve zur Verlegung der Kettfäden wird eine oszillierende und stark nichtlineare Führungsbewegungsaufgabe beschrieben, die engen geometrischen sowie zeitlichen Restriktionen unterliegt.

Die Kettfäden werden mit einem Fadenhebel entlang der sinusähnlichen Verlegekurve geführt. Zur Erzeugung des Bewegungsverlaufs des Fadenhebels wird dieser zum einen in der Kurvenführung (Steuerkurve) des feststehenden Kurvenringes und zum anderen beweglich am Kettfadenrotor gelagert. Die Kurvenführung bewirkt, dass sich der Fadenhebel auf und ab bewegt und somit den Faden über bzw. unter den Schussfaden verlegt. Eine typische Maschine wird abhängig von Produkt und Anlagenkonfiguration bei maximal 185 U/min betrieben. Die Ausbringungsmenge ist zusätzlich vom Flechtwinkel und der zugehörigen Flechtsteigung abhängig.

2 Problemstellung

Mit steigenden Drehzahlen schlagen sich Schwingungsanregungen exponentiell in dem auskragenden Fadenhebel nieder. Diese Schwingungen werden praktisch ungedämpft auf den Faden übertragen. Gründe für die Aufprägung der Schwingformen liegen in der Führung des Fadenhebels sowie in den kinematischen Gegebenheiten.

Neben den konstruktiv bedingten Hindernissen [1] führen vor allem technologische Abhängigkeiten im Schnellflechtmaschinen System "Horn" bei besagten Schwingungen unweigerlich zum Riss des Fadens. Die Verlegung des Kettfadens über eine Umlenkrolle (Fadenstellglied) erfolgt nur näherungsweise exakt auf der Hohlkugeloberfläche. Neben der Umsetzung des neuartigen Antriebskonzeptes zur Fadenverlegung [1] bestand daher die Aufgabe, einen optimalen Fadenlängenausgleich zur Aufrechterhaltung einer definierten Fadenspannung in das Antriebskonzept zu integrieren.

3 Parameterermittlung für die Entwicklungsaufgabe

Um ein neuartiges Antriebskonzept zur Fadenverlegung umzusetzen, musste vom Prinzip der ringförmigen Umschließung der Maschine durch den Kurvenring abgewichen werden. Die zur Entwicklung der nichtlinear übersetzenden Antriebsbaugruppe zur Verlegung des Kettfadens erforderlichen kinematischen Startwerte ergaben sich u. a. aus der Analyse und Auswertung bestehender Referenzmaschinen. Ausgehend von diesen Startwerten wurden die Flechttechnologie und die sich daraus ergebenden spezifischen Anforderungen für den Fadenlängenausgleich definiert. [1]

3.1 Kinematische Analyse des bestehenden Antriebskonzeptes

Die kinematische Analyse bezog sich im Wesentlichen auf das Antriebskonzept zur Kettfadenverlegung. Es erfolgte die parametrisch aufgebaute, analytische Beschreibung des als räumlich angenommenen Kurvengetriebes nach dem kinematischen Schema in **Abb. 2**. Nach den Vorgaben zur Kinematik von starren Maschinen [2] wurde das vorliegende Schema beginnend beim Rotor (2) über den Fadenhebel (3) bis hin zum Abtastglied (4) mit den entsprechenden Drehmatrizen und Ortsvektoren als Berechnungsalgorithmus umgesetzt. Der parametrische Aufbau erlaubte die Bearbeitung variierender kinematischer Grundabmessungen oder veränderlicher Bewegungsfunktionen $\psi(\varphi)$.

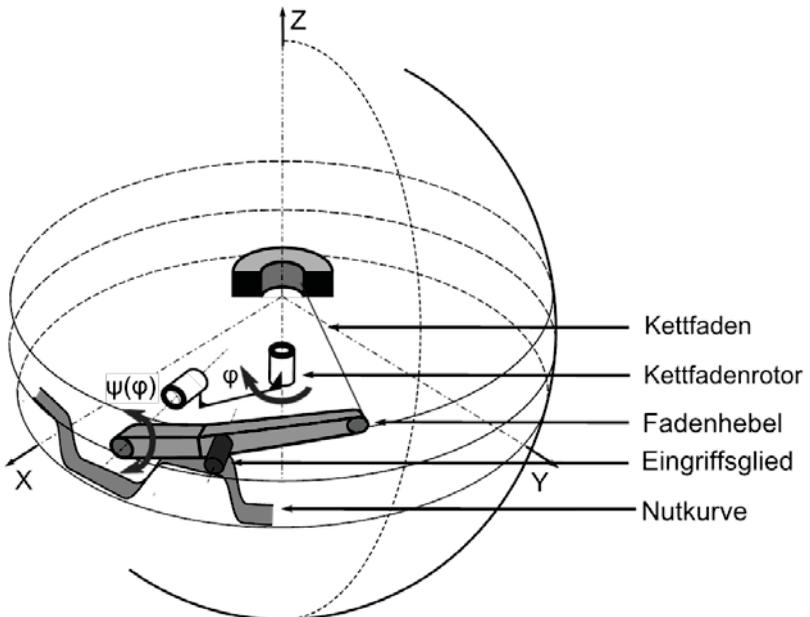


Abb. 2: Kinematisches Schema

Das analytische Berechnungsmodell wurde mit einem MKS-Modell verifiziert und zur Entwicklung einer optimierten Verlegekurve herangezogen. Dazu wurde die bekannte Verlegekurve zylindrisch abgewickelt und ein Verlegezyklus isoliert. In Abstimmung mit dem MKS-Modell konnten gestalterische

Freiräume für das folgende Bewegungsdesign und die Maßsynthese exakt definiert werden. [3]

3.2 Flechttechnologischer Anforderungen des optimalen Fadenlängenausgleichs

Zur Verlegung des Kettfadens wurde ein Gesamtantriebskonzept mit optimaler Übersetzung zum Passieren des "Faches", bestehend aus einer Schubkurbel mit einer vorgeschalteten elliptischen Zahnradpaarung, ausgelegt, dimensioniert und erprobt. [1]

Das entscheidende Argument für die Schubkurbelstruktur, eine gestellfeste Führung des Fadenstellgliedes über den Schieber, führt zu einer signifikanten Längenänderung der freien Fadenlänge. Bei idealer Einbaulage der Geradführung sind demzufolge maximal zwei Punkte mit exakt gleicher Fadenlänge, in der inneren sowie äußeren Totlage der Schubkurbel gegeben. In **Abb. 3** ist der konstruktive Entwurf des Verlegemechanismus dargestellt.

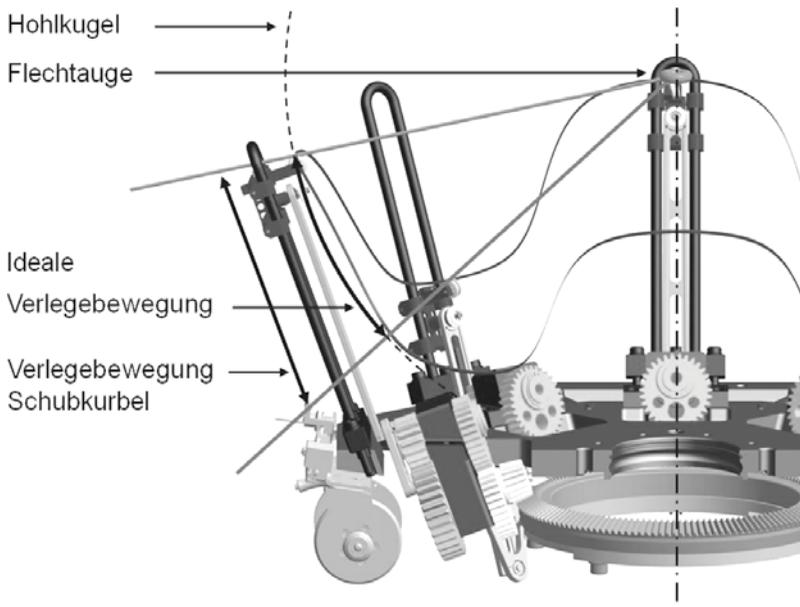


Abb. 3: Konstruktiver Entwurf des Verlegemechanismus

Zur verschleißarmen Verlegung des Flechtmaterials werden sogenannte Umlenkrollen am Fadenstellglied sowie beim Abzug vom Fadenspeicher eingesetzt. An den Umlenkrollen tritt eine Änderung der Umschlingungslängen auf, die bei der mathematischen Beschreibung der gesamten Ausgleichslänge berücksichtigt werden muss.

3.3 Mathematische Beschreibung der Ausgleichslänge

Die auszugleichende Fadenlängenänderung wird ausgehend vom Flechtauge über die Verlegebewegung des Stellgliedes bis hin zum Fadenspeicher betrachtet. Zur Berücksichtigung der beiden signifikanten Längenänderungen infolge der Schubbewegung dienen die in **Abb. 4** dargestellten Berechnungsskizzen. Demnach ergibt sich die Gesamtlängenänderung aus den Umschlingungslängen an den Führungsrollen C_0 (Rolle 1) und B_1 (Rolle 3) sowie der veränderlichen Länge zwischen der Rolle am Punkt B_2 (Rolle 4) und dem Flechtauge (s. Abb. 4 rechts). Das eingeführte Koordinatensystem am Kurbeldrehpunkt A_0 vereinfacht die mathematische Beschreibung und die Einordnung ins Gesamtsystem.

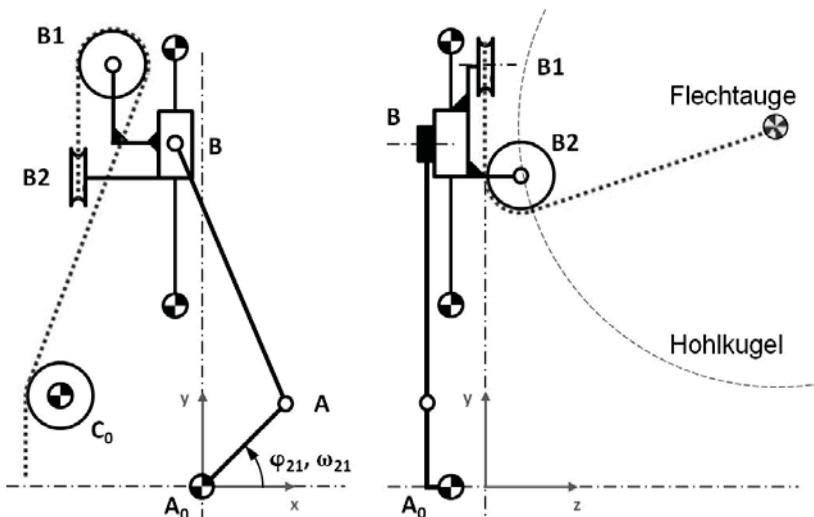


Abb. 4: Berechnungsskizzen des Verlegemechanismus: Draufsicht (links) und Seitenansicht (rechts)

Der erste beschriebene Änderungsabschnitt zwischen der Rolle 1 und 3 kann mit Hilfe einer Kreistangentengleichung ermittelt werden. Die veränderliche Fadenlänge setzt sich hier aus drei Abschnitten zusammen, den zwei veränderlichen Umschlingungslängen an den Rollen und der freien Fadenlänge.

Für die gesamte Fadenlänge in diesem Abschnitt ergibt sich in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel φ_{21} , den kartesischen Koordinaten der Gelenkpunkte und den Rollenradien folgender Zusammenhang:

$$\begin{aligned}
 FL1(\varphi) = & 2 \cdot r_{R1} \left[\pi - \arctan \left(\frac{B_{1Y}(\varphi) - C_{0Y}}{B_{1X}(\varphi) - C_{0X}} \right) \right] - \dots \\
 & \dots 2 \cdot r_{R1} \cdot \arccos \left(\frac{r_{R1} + r_{R3}}{\sqrt{(B_{1X}(\varphi) - C_{0X})^2 + (B_{1Y}(\varphi) - C_{0Y})^2}} \right) + \dots \\
 & \dots \sqrt{(B_{1X}(\varphi) - C_{0X})^2 + (B_{1Y}(\varphi) - C_{0Y})^2} - (r_{R1} + r_{R3})^2
 \end{aligned} \tag{3.1}$$

Die Längenänderung des Fadens infolge der Schubbewegung um das Flechtauge kann mit Hilfe des bekannten Drehpunktes B_2 und dem Radius der Abzugsrolle bestimmt werden.

$$\begin{aligned}
 FL2(\varphi) = & r_{R3} \left[\pi + \arcsin \left(\frac{FP_Y - B_{2Y}(\varphi)}{\sqrt{(FP_Y - B_{2Y}(\varphi))^2 - (FP_X - B_{2X}(\varphi))^2}} \right) \right] - \dots \\
 & \dots r_{R3} \cdot \arccos \left(\frac{r_{R4}}{\sqrt{(FP_Y - B_{2Y}(\varphi))^2 - (FP_X - B_{2X}(\varphi))^2}} \right)
 \end{aligned} \tag{3.2}$$

Im Diagramm **Abb. 5** sind die Verläufe der einzelnen Fadenabschnitte und die tatsächlich auszugleichende Länge des Fadens dargestellt. Die maximale Längenänderung ΔL beträgt hierbei 127,4mm.

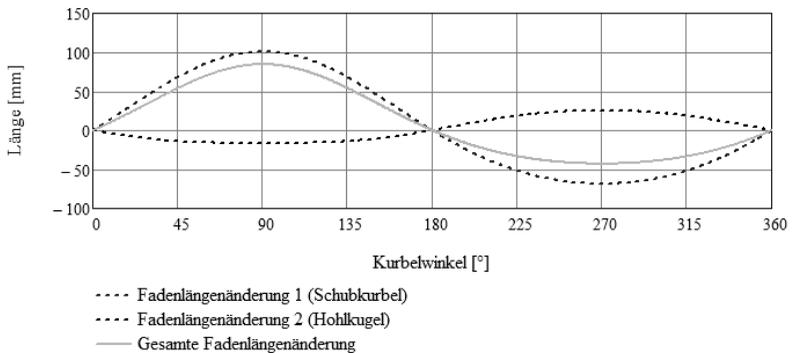


Abb. 5: Fadenlängenänderung

4 Entwicklung und Integration des Fadenlängenausgleichs

Die Forderung nach einem kraftfreien Ausgleichsmechanismus führte zu einem Lösungskonzept mit einer Ausgleichsschwinge (s. **Abb. 6**), welche über ein Kurvengetriebe mit der ermittelten nichtlinearen Ausgleichsfunktion angetrieben werden soll. Unter Vorgabe des maschinenbedingten Gestellpunktes der Schwinge D_0 erfolgte die iterative Ermittlung der Hebel­länge anhand der Endlagen der Schubkurbel. Die Ausgleichsrolle mit dem Drehgelenk D sollte sich dabei in vertikaler Richtung stets zwischen der Zuführrolle und der Abzugsrolle bewegen.

Zur Beschreibung der tatsächlichen Bewegungsfunktion ψ der Ausgleichsschwinge unter Beachtung einer konstanten Fadenlänge zwischen Zuführrolle und Flechtauge ist die Einführung von Vektoren zweckmäßig. Diese Lösungsmethode ist in der Getriebetechnik für alle Strukturen gültig [4] und kann auf die gegebene Aufgabenstellung problemlos erweitert werden. Sie erlaubt die komplette numerische Beschreibung der Bewegungszustände und deren Lösung durch Näherungsverfahren. Dafür werden die, für die Führung des Fadens bestimmenden Ein- und Auslaufpunkte an den Führungsrollen als geschlossene kinematische Kette betrachtet und mit Vektoren verbunden (s. **Abb. 6**).

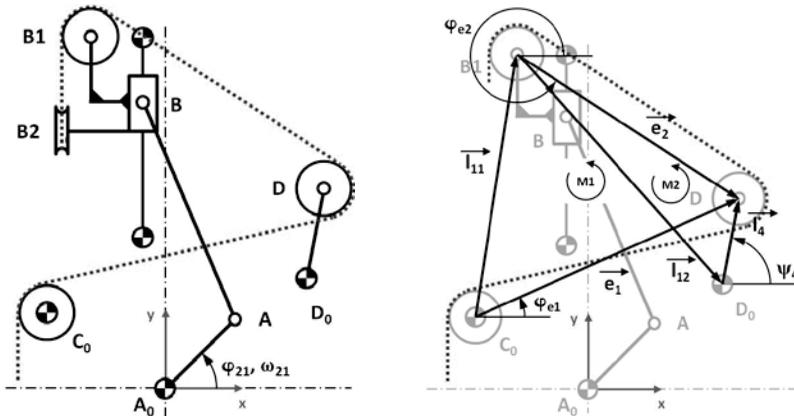


Abb. 6: Berechnungsskizze mit Ausgleichsschwinge: Draufsicht (links) und Vektorpolygone M1 und M2 (rechts)

Die zwei entstehenden Vektorpolygone (Maschen) können anschließend mit Hilfe von vier Vektorgleichungen beschrieben werden, welche alle bekannten und unbekannt GröÙen enthalten. Da das System jedoch fünf Unbekannte enthält, ist die zusätzliche Einführung der konstanten Fadenlänge als Schließbedingung notwendig, d.h. die Summe der Bandabschnitte b_1 bis b_7 muss immer einer vorgegebenen Bandlänge BL entsprechen. Es ergeben sich folgende Zwangsgleichungen:

$$\begin{aligned}
 0 &= e_1 \cdot \cos(\varphi_{e1}) - e_2 \cdot \cos(\varphi_{e2}) - l_{11x}(\varphi_{21}) \\
 0 &= e_1 \cdot \sin(\varphi_{e1}) - e_2 \cdot \sin(\varphi_{e2}) - l_{11y}(\varphi_{21}) \\
 0 &= e_2 \cdot \cos(\varphi_{e2}) - l_4 \cdot \cos(\psi_4) - l_{12x}(\varphi_{21}) \\
 0 &= e_2 \cdot \sin(\varphi_{e2}) - l_4 \cdot \sin(\psi_4) - l_{12y}(\varphi_{21}) \\
 0 &= BL - \left(b_1(e_1, \varphi_{e1}) + b_2(e_1) + b_3(e_1, \varphi_{e1}, e_2, \varphi_{e2}) \dots \right. \\
 &\quad \left. + b_4(e_2) + b_5(e_2, \varphi_{e2}) + b_6(\varphi_{21}) + b_7(\varphi_{21}) \right)
 \end{aligned} \tag{4.1}$$

Da eine Lösung dieses nichtlinearen Gleichungssystems nicht explizit möglich ist, wird, wie auch in [4] vorgeschlagen, die iterative Lösungsmethode mittels Newton-Raphson-Verfahren angewendet. Dabei werden zunächst die

Fehler f_1 bis f_5 bestimmt, welche sich beim Einsatz von geschätzten Näherungswerten für die Variablen ergeben und diese im Vektor \mathbf{b} integriert.

$$\mathbf{b} = \begin{bmatrix} -f_1 \\ -f_2 \\ -f_3 \\ -f_4 \\ -f_5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -(e_1 \cdot \cos(\varphi_{e1}) - e_2 \cdot \cos(\varphi_{e2}) - l_{11x}(\varphi_{21})) \\ -(e_1 \cdot \sin(\varphi_{e1}) - e_2 \cdot \sin(\varphi_{e2}) - l_{11y}(\varphi_{21})) \\ -(e_2 \cdot \cos(\varphi_{e2}) - l_4 \cdot \cos(\psi_4) - l_{12x}(\varphi_{21})) \\ -(e_2 \cdot \sin(\varphi_{e2}) - l_4 \cdot \sin(\psi_4) - l_{12y}(\varphi_{21})) \\ - \left(BL - \left(b_1(e_1, \varphi_{e1}) + b_2(e_1) + b_3(e_1, \varphi_{e1}, e_2, \varphi_{e2}) \dots \right) \right) \\ \left(+ b_4(e_2) + b_5(e_2, \varphi_{e2}) + b_6(\varphi_{21}) + b_7(\varphi_{21}) \right) \end{bmatrix} \quad (4.2)$$

Die Differenzen, welche diese Näherungslösung verbessern, werden im Lösungsvektor \mathbf{x} zusammengefasst. Sie ergeben sich aus einem linearen Gleichungssystem, dessen Koeffizientenmatrix \mathbf{A} aus den partiellen Ableitungen der Zwangsgleichungen nach den unbekannt Variablen gebildet wird.

$$\mathbf{x} = \begin{bmatrix} \Delta e_1 \\ \Delta e_2 \\ \Delta \varphi_{e1} \\ \Delta \varphi_{e2} \\ \Delta \psi_4 \end{bmatrix} \quad \mathbf{A} = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial e_1} & \frac{\partial f_1}{\partial e_2} & \frac{\partial f_1}{\partial \varphi_{e1}} & \frac{\partial f_1}{\partial \varphi_{e2}} & \frac{\partial f_1}{\partial \psi_4} \\ \frac{\partial f_2}{\partial e_1} & \frac{\partial f_2}{\partial e_2} & \frac{\partial f_2}{\partial \varphi_{e1}} & \frac{\partial f_2}{\partial \varphi_{e2}} & \frac{\partial f_2}{\partial \psi_4} \\ \frac{\partial f_3}{\partial e_1} & \frac{\partial f_3}{\partial e_2} & \frac{\partial f_3}{\partial \varphi_{e1}} & \frac{\partial f_3}{\partial \varphi_{e2}} & \frac{\partial f_3}{\partial \psi_4} \\ \frac{\partial f_4}{\partial e_1} & \frac{\partial f_4}{\partial e_2} & \frac{\partial f_4}{\partial \varphi_{e1}} & \frac{\partial f_4}{\partial \varphi_{e2}} & \frac{\partial f_4}{\partial \psi_4} \\ \frac{\partial f_5}{\partial e_1} & \frac{\partial f_5}{\partial e_2} & \frac{\partial f_5}{\partial \varphi_{e1}} & \frac{\partial f_5}{\partial \varphi_{e2}} & \frac{\partial f_5}{\partial \psi_4} \end{bmatrix} \quad (4.3)$$

Die unbekannt Änderungen der Variablen, welche die Lösung verbessern sollen, ergeben sich aus der Lösung von

$$\mathbf{x} = \mathbf{A}^{-1} \cdot \mathbf{b} \quad (4.4)$$

Die verbesserten Lösungen ergeben sich dann aus

$$\begin{bmatrix} e_1 \\ e_2 \\ \varphi_{e1} \\ \varphi_{e2} \\ \psi_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} e_1 + \Delta e_1 \\ e_2 + \Delta e_2 \\ \varphi_{e1} + \Delta \varphi_{e1} \\ \varphi_{e2} + \Delta \varphi_{e2} \\ \psi_4 + \Delta \psi_4 \end{bmatrix} \quad (4.5)$$

Die Anwendung dieses Verfahrens für eine definierte Anzahl an Kurbelstellungen am Antrieb ergibt die gesuchte Bewegungsfunktion der Ausgleichschwinge, wie in **Abb. 7** dargestellt.

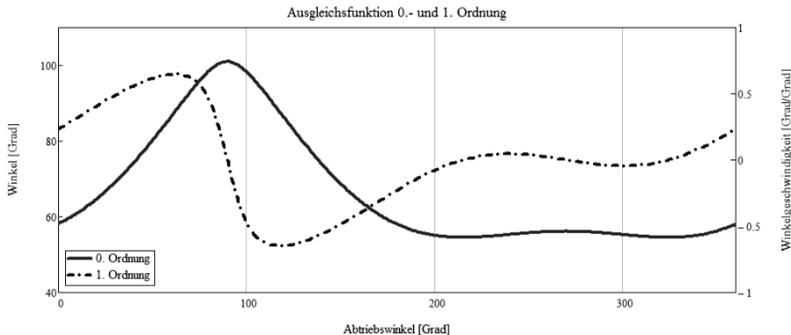


Abb. 7: Ausgleichsfunktion 0. - und 1. Ordnung

Da der Antrieb der Schubkurbel auch als Antrieb für das Ausgleichsgetriebe genutzt werden soll, ist die ermittelte Funktion in Abb. 7 gleichzeitig die Übertragungsfunktion des Kurvengetriebes.

Zur Ermittlung der kinematischen Hauptabmessungen für ein übertragungsgünstiges Ausgleichskurvengetriebe wird das Näherungsverfahren nach FLOCKE [5] genutzt. Voraussetzung dafür ist jedoch die Einteilung der Übertragungsfunktion in Gleich- und Gegenlaufbereich sowie Kenntnis über die maximalen Geschwindigkeiten in diesen Bereichen. Diese Informationen stehen aufgrund der berechneten Ausgleichsfunktion zur Verfügung, genauso wie der vorgegebene Achsabstand zwischen den Gestellpunkten A_0 und D_0 . Da das Verfahren nach FLOCKE jedoch mit einer vorgegebenen Hebel-

länge - unter dem Kriterium der zulässigen minimalen Übertragungswinkel - die Lage der Gestellpunkte für F- und P-Kurvengetriebe bestimmt und somit der erforderliche Achsabstand festgelegt wird, muss in diesem Fall eine fiktive Hebellänge angenommen und alle Abmessungen später auf den gegebenen Achsabstand skaliert werden. Das genaue Vorgehen sowie die Eignung und Grenzen des genannten Verfahrens sind in [6] beschrieben.

Zur Sicherung des Zwanglaufes wird die Ausführung als Doppelkurvengetriebe gewählt und die Konturen für Kurve und Gegenkurve nach den gängigen Formeln aus [5] berechnet. Aufgrund des Näherungsverfahrens wird das Kriterium des minimalen Übertragungswinkels nur für die Positionen der maximalen Geschwindigkeit im Gleich- und Gegenlaufbereich eingehalten. Die Überprüfung der gesamten Arbeitskurven ist daher zwingend erforderlich.

Neben dem Übertragungswinkel sollten auch stets die Krümmungen der Rollenmittelpunktbahnen überprüft werden, da sonst die Gefahr von Spitzenbildung bzw. Hubverlust besteht [vgl. 5]. **Abb. 8 (links)** zeigt den Verlauf des Übertragungswinkels für beide Kurven und **Abb. 8 (rechts)** den Krümmungsverlauf.

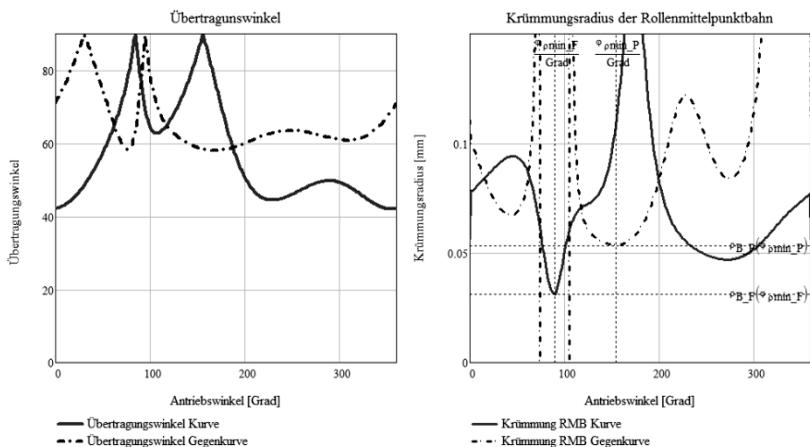


Abb. 8: Übertragungswinkel (links) und Krümmungsradius (rechts)

Das vollständige kinematische Schema mit Ausgleichsmechanismus ist in **Abb. 9** in einer definierten Antriebswinkelstellung zu sehen.

schreibung konnte die benötigte Bewegungsfunktion für eine Ausgleichschwinge interpoliert werden.

Mit dieser Bewegungsfunktion wurde ein, von der Kurbel des Verlegemechanismus angetriebenes, Ausgleichskurvengetriebe, entwickelt und als zwanglaufsicheres Doppelkurvengetriebe ausgelegt. Die entstandene Lösung für den optimalen Fadenlängenausgleich zur verschleißarmen Handhabung der Flechtmaterialien ist als kinematisches Schema abgebildet.

Literatur

- [1] Denninger, D.; Berger, M.: *Strukturvergleich und Maßsynthese nicht-linearer Antriebskonzepte zur Erzeugung von Raumkurven für Flechtmaschinen*. VDI-Bewegungstechnik 2012, VDI-Bericht 2175. Düsseldorf: VDI Verlag GmbH. ISBN 978-3-18-092175-4
- [2] Dresig, H.; Holzweißig, F.: *Maschinendynamik*. 7. Aufl. Berlin: Springer Verlag, 2006. ISBN 978-3-540-30709-5
- [3] Heine, A.; Matthes, J.; Schulz, R.; Berger, M.: *MOCAD - Ein grafisch interaktives Werkzeug zur Berechnung und Optimierung von Kurvengetrieben und Motion Control Systemen*. VDI-Bewegungstechnik 2010, VDI-Bericht 2116. Düsseldorf: VDI Verlag GmbH. ISBN 978-3-18-092116-7
- [4] Volmer, J. (Hrsg.): *Getriebetechnik: Grundlagen*. 1. Aufl. Berlin: Verlag Technik, 1992. ISBN 3-341-00934-5
- [5] Volmer, J. (Hrsg.): *Getriebetechnik: Kurvengetriebe*. 2. Aufl. Berlin: Verlag Technik, 1989. ISBN 3-341-00474-2
- [6] Heine, A.; Fricke, A.; Matthes, J.; Alpers, B.: *Auslegung ebener Kurvengetriebe - Kenndaten und Verfahren neu bewertet*. VDI Bewegungstechnik 2012, VDI-Berichte 2175. Düsseldorf: VDI Verlag GmbH. ISBN 978-3-18-092175-4