HANSER

Leseprobe

zu

Bewegungstechnik

von Andreas Fricke, Detlef Günzel, Thomas Schaeffer

Print-ISBN 978-3-446-45413-2
E-Book-ISBN 978-3-446-45686-0

Weitere Informationen und Bestellungen unter
https://www.hanser-fachbuch.de/buch/Bewegungstechnik/9783446454132

sowie im Buchhandel

© Carl Hanser Verlag, München

Vorwort

Bewegungsaufgaben für Arbeitsorgane, Werkzeuge, Werkstücke und Verarbeitungsgut in Anlagen, Maschinen und Geräten zu realisieren, gehört zu einer der alltäglichen Problemstellungen eines Produktentwicklers. Das zur Lösung einer Bewegungsaufgabe gewählte *Bewegungssystem* prägt entscheidend das Gesamtverhalten der Maschine und bestimmt damit maßgeblich deren verkaufsrelevante Leistungsgrenzen.

Das Finden optimaler Bewegungssysteme ist aufgrund der Vielfalt der Bewegungsaufgaben und der Lösungsmöglichkeiten oftmals nicht leicht zu bewerkstelligen. Ziel des Lehrbuches ist es deshalb, das Lösen von technischen Bewegungsaufgaben systematisch, modern und praxisorientiert darzustellen. Es vermittelt einen umfassenden Überblick über die Arbeitsschritte, die zum Lösen von technischen Bewegungsaufgaben auszuführen sind, und stellt das dazu notwendige Wissen bereit. Hierbei werden ausgehend vom *Bewegungsdesign* über die Auswahl eines Gesamt-*Lösungskonzeptes* und der *Typsynthese* bis hin zur *Maßsynthese* und Auslegung von Getrieben alle wesentlichen Arbeitsschritte vorgestellt. Das vermittelte Grundwissen über den Aufbau und die Eigenschaften häufig eingesetzter Getriebe (*Getriebesystematik*) sowie die Methoden zur *Getriebeanalyse* unterstützen diesen Prozess.

Das vorliegende Buch richtet sich zum einen an Studierende technischer Studiengänge wie Maschinenbau, Mechatronik, Fahrzeugtechnik und Biomedizintechnik an Universitäten und (Fach)Hochschulen. Zum anderen liefert es einen kompakten, lösungsorientierten Überblick für Praktiker, Techniker und Ingenieure aus der Industrie. Der Leser des Buches soll in die Lage versetzt werden, die für die jeweilige Phase des Produktentwicklungsprozesses geeigneten Methoden und Verfahren auswählen und anwenden zu können. Das systematische Vorgehen beim Lösen von Bewegungsaufgaben bildet dabei das ordnende Grundgerüst. Ausführlich wird auf die möglichen prinzipiellen Lösungskonzepte zur Realisierung von Bewegungsaufgaben eingegangen. Dazu werden die Lösungskonzepte hinsichtlich ihrer Antriebs- und Getriebeart systematisch geordnet und anhand ihrer Merkmale vorgestellt, sodass eine gezielte und sichere Vorauswahl aufgrund der jeweiligen Anforderungen an die zu realisierende Bewegung möglich ist. Bewusst wird an vielen Stellen auf aufwendige Herleitungen verzichtet, und lediglich auf weiterführende Quellen verwiesen. Bevorzugt werden *analytische Methoden* aufgezeigt, die heute mithilfe des Computers und geeigneter Software einfach, schnell und sicher umzusetzen sind. Auf klassische *grafische Verfahren* der Getriebeanalyse und -synthese wird dann zurückgegriffen, wenn das Vorstellungsvermögen über Bewegungsabläufe geschult werden soll und mit Unterstützung der Computergrafik (z. B. CAD-Systeme) Lösungs- und Optimierungsschritte anschaulich dargestellt werden können. Integrierte Beispiele sollen die einzelnen Arbeitsschritte anhand praktischer Aufgabenstellungen verdeutlichen und einen Eindruck über den Aufwand und die Problematik bei der Umsetzung der Verfahren und Methoden vermit-

teln. Am Ende der Abschnitte werden *Übungsaufgaben* zum Selbststudium bereitgestellt, deren Lösungen auf der Homepage www.hanser-fachbuch.de/bewegungstechnik nachgelesen werden können.

Umfassende Vorkenntnisse für die Arbeit mit diesem Lehrbuch sind nicht erforderlich, da sowohl die notwendigen Grundlagen ausreichend fundiert dargestellt als auch die verwendete Terminologie eingängig erläutert werden.

Unser Dank gilt allen, die an der Entstehung dieses Buches beteiligt waren. Besonderer Dank gilt Herrn Sebastian Fricke (Walldürn), der die Bilder und Zeichnungen zu unserer vollsten Zufriedenheit gestaltete. Für das sorgfältige und sachverständige Begutachten des Manuskripts und den wertvollen Anregungen gilt ein herzlicher Dank Herrn Prof. Dr. rer. nat. habil. Dr. h. c. Karl-Heinz Modler (TU Dresden). Bei den Damen und Herren des Carl Hanser Verlages, insbesondere Frau Eckardt, Frau Wulst und Herrn Horn, bedanken wir uns für die äußerst kooperative und vertrauensvolle Zusammenarbeit, die Unterstützung beim Layout sowie die redaktionellen Hinweise. Nicht zuletzt danken wir insbesondere unseren Frauen und unseren Familien für das Verständnis und die Geduld, die sie während der vielen Wochen unserer Tätigkeit am Manuskript aufgebracht haben.

Saarbrücken, Albstadt, Regensburg im April 2015

Andreas Fricke
Detlef Günzel
Thomas Schaeffer

Vorwort zur 2. Auflage

Nachdem das Lehrbuch 2015 neu erschienen war, fand es im Bachelor- und Masterstudium an Hochschulen und Universitäten großes Interesse und machte nun eine 2. Auflage notwendig.

Durch die wertvollen Kommentare und Hinweise unserer Leser angeregt, wurden in der vorliegenden Auflage kleine Ergänzungen und Aktualisierungen vorgenommen sowie Fehler korrigiert. Außerdem wurden zur Verbesserung des didaktischen Konzepts für typische Analyse- und Syntheseverfahren Animationen bereitgestellt, die das Verstehen und Erlernen der Verfahren erleichtern sollen. Sie können über einen QR-Code neben dem Bild im Buch auf der Homepage des Lehrbuchs (https://bewegungstechnik-buch.de/) abgerufen werden. Von einer Erweiterung des Lehrbuchinhalts wurde bewusst abgesehen, um den im Studium der Grundlagen der Bewegungstechnik umsetzbaren Rahmen nicht zu sprengen.

Die ausführlichen Lösungen für alle an die Kapitelenden gestellten Übungsaufgaben zum Selbststudium sind unter www.hanser-fachbuch.de/bewegungstechnik abrufbar.

Wir hoffen, den Leserinnen und Lesern mit diesem Buch Wissen vermitteln und Impulse liefern zu können. Anregungen und Vorschläge zur Weiterentwicklung des Lehrbuchs nehmen wir auch weiterhin dankend an.

Saarbrücken, Albstadt, Regensburg im Januar 2019

Andreas Fricke
Detlef Günzel
Thomas Schaeffer

Inhalt

Vorwort 5

Wichtige Kurzzeichen und Indizes 10

1 Lösen von Bewegungsaufgaben 15

1.1 Bewegungstechnik 15
1.2 Bewegungsaufgaben 17
1.2.1 Bewegungsaufgaben im Entwicklungsprozess 17
1.2.2 Klassifizierung von Bewegungsaufgaben 18
1.3 Bewegungssysteme 22
1.3.1 Definition eines Bewegungssystems 22
1.3.2 Beispiele zu Bewegungssystemen 24
1.3.3 Entwicklungsprozess eines Bewegungssystems 26
1.3.4 Lösungskonzepte für Bewegungssysteme 28
1.3.5 Antriebsprinzipe 34

2 Bewegungsdesign 36

2.1 Grundlagen 36
2.2 Bewegungsdesign für Übertragungsaufgaben 42
2.2.1 Polynom-Bewegungsgesetze 42
2.2.2 Trigonometrische Bewegungsgesetze 44
2.2.3 Normierte Übertragungsfunktionen 45
2.2.4 Bewegungsdesign als Optimierungsaufgabe 48
2.2.5 Bewegungsdesign unter schwingungstechnischen Gesichtspunkten 55
2.3 Bewegungsdesign für Führungsaufgaben 65
2.3.1 Abschnittsweise Beschreibung einer Führungsbahn 65
2.3.2 Beschreibung einer Führungsbahn durch eine endliche Fourierreihe 76
2.4 Übungsaufgaben 79

3 Aufbau von mechanischen Getrieben ... 82

3.1 Ordnung der Getriebe ... 83
3.1.1 Einteilung nach ihrer Funktion ... 83
3.1.2 Einteilung nach der Lage der Drehachsen ... 85
3.1.3 Einteilung nach charakteristischen Getriebeelementen ... 86
3.2 Darstellungsarten der Getriebe ... 87
3.3 Elemente der Getriebe ... 89
3.3.1 Gelenke ... 89
3.3.2 Getriebeglieder ... 94
3.3.3 Hilfsorgane ... 97
3.4 Möglichkeiten zur Änderung der Gelenkbauform ... 97
3.5 Gestellwechsel ... 101
3.6 Laufgrad und Zwanglauf von Getrieben ... 101
3.7 Übungsaufgaben ... 108

4 Kinematische und kinetostatische Grundlagen ... 113

4.1 Grafische Darstellung von Bewegungsgrößen ... 113
4.2 Bewegung einer Ebene in einer Bezugsebene ... 115
4.2.1 Drehung einer Ebene um einen festen Drehpunkt ... 115
4.2.2 Schiebung einer Ebene ... 117
4.2.3 Allgemeine Bewegung einer Ebene ... 118
4.3 Grafische Ermittlung von Geschwindigkeiten ... 121
4.4 Relative Bewegung von drei Ebenen ... 125
4.5 Polkonfiguration ... 129
4.6 Grafische Ermittlung von Übersetzungen ... 131
4.7 Analytische Methoden der kinematischen Analyse ... 137
4.8 Kinetostatische Analyse ebener Getriebe ... 143
4.8.1 Übertragungswinkel als Gütekriterium der Kraftübertragung ... 143
4.8.2 Kraftanalyse nach dem Leistungsprinzip ... 146
4.8.3 Kraftanalyse nach dem Prinzip der virtuellen Arbeit ... 148
4.9 Übungsaufgaben ... 150

5 Typsynthese ausgewählter Getriebe ... 152

5.1 Koppelgetriebe ... 152
5.1.1 Ebene 4-gliedrige Koppelgetriebe ... 154
5.1.2 Ebene 6-gliedrige Koppelgetriebe ... 166
5.1.3 Räumliche Koppelgetriebe ... 169
5.2 Kurvengetriebe ... 170
5.2.1 Systematik und Aufbau von Kurvengetrieben ... 170
5.2.2 Kurven-Koppelgetriebe ... 178
5.2.3 Auswahl von Kurvengetrieben ... 180
5.3 Zahnrädergetriebe ... 182
5.3.1 Ordnung der Zahnrädergetriebe ... 182
5.3.2 Verzahnungsgeometrie ... 187

6 Maßsynthese ausgewählter Getriebe 195

6.1 Koppelgetriebe 195
6.1.1 Synthese bei vorgegebenen Lagen der Koppel 196
6.1.2 Mehrfache Erzeugung einer Koppelkurve 203
6.1.3 Relativlagen-Synthese 208
6.1.4 Altsche Totlagenkonstruktion 215
6.2 Kurvengetriebe 227
6.2.1 Hauptabmessungen 228
6.2.2 Kurvenkontur 235
6.2.3 Kontaktkraft, Antriebsmoment und Pressung 240
6.2.4 Lebensdauer des Kurvenrollenlagers 243
6.2.5 Optimieren von Kurvengetrieben 246
6.3 Zahnrädergetriebe 247
6.3.1 Standrädergetriebe 247
6.3.2 Umlaufrädergetriebe 258
6.4 Übungsaufgaben 270

7 Konzipierungsbeispiel für ein Bewegungssystem 275

7.1 Bewegungsaufgabe 275
7.2 Bewegungsdesign 276
7.3 Lösungskonzepte 277
7.4 Erforderliche Antriebsbewegungen 281
7.5 Erforderliche Antriebsmomente 282

Literatur und Quellen 286

Index 290

$$M_{21} = -\frac{\omega_{61}}{\omega_{21}} M_{16} = \frac{\varphi'_{61} \cdot \omega_{21}}{\omega_{21}} J_6 \cdot \varphi''_{61} \cdot \omega_{21}^2 = J_6 \cdot \varphi'_{61} \cdot \varphi''_{61} \cdot \Omega^2$$

Wenn dagegen der anteilige Einfluss der am Schieber 4 angreifenden Nutzkraft F_N auf das Antriebsmoment interessiert, kann angesetzt werden:

$$0 = M_{21} \cdot \omega_{21} + F_N \cdot v_{41} \cdot \cos\left(\vec{F}_N, \vec{v}_E\right)$$

Da die Nutzkraft entgegen der positiven Bewegungsrichtung des Schiebers 4 angetragen ist, beträgt der Winkel zwischen Kraft- und Geschwindigkeitsvektor 180°, wodurch der Kosinus den Wert –1 annimmt. Das Antriebsmoment ergibt sich somit zu

$$M_{21} = \frac{v_{41}}{\omega_{21}} F_N = \frac{s'_{41} \cdot \omega_{21}}{\omega_{21}} F_N = s'_{41} \cdot F_N$$

■

■ **Beispiel 4.6: Federkraft an der Hinterradaufhängung eines PKWs**

Bild 4.26 zeigt das Führungsgetriebe einer Pkw-Hinterradaufhängung. Für die abgebildete Stellung ist das Verhältnis von Federkraft F_F und Radkraft F_K zu bestimmen, wobei das System als reibungsfrei betrachtet wird.

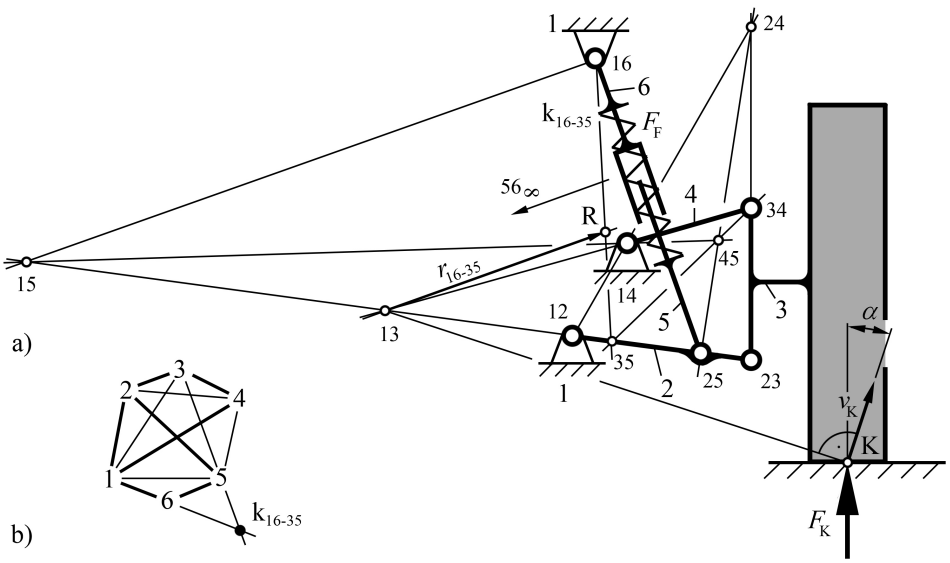

Bild 4.26 Führungsgetriebe der Hinterradaufhängung. a) kinematisches Schema, b) Polygon

Die gesuchte Federkraft lässt sich vorteilhaft durch Anwendung des Leistungssatzes berechnen:

$$0 = F_F \cdot v_{56} + F_K \cdot v_K \cdot \cos\left(\vec{F}_K, \vec{v}_K\right)$$

Die dazu notwendigen Bewegungsgrößen können entweder auf analytischem Weg (s. Abschnitt 4.7) oder durch Anwendung der diagonalen Drehschubstrecke (s. Ab-

schnitt 4.6) ermittelt werden. Letztere der beiden Methoden soll im Folgenden zur Lösung herangezogen werden.

Wenn die Lage des Momentanpols 13 bekannt ist, kann die Geschwindigkeit v_k am Kontaktpunkt K des Rades durch das Produkt aus Winkelgeschwindigkeit ω_{31} und Abstand $\overline{13\ K}$ ersetzt werden. Weiteres Umformen ergibt:

$$\frac{F_F}{F_K} = -\frac{\omega_{31}}{v_{56}} \cdot \overline{13\ K} \cdot \cos\alpha = -\frac{\overline{13\ K} \cdot \cos\alpha}{r_{56-31}} = -\frac{\overline{13\ K} \cdot \cos\alpha}{\overline{13\ R}}$$

Zu ermitteln ist somit die diagonale Drehschubstrecke r_{56-31}, die der Strecke $\overline{13\ R}$ entspricht. Nach Bild 4.26 sind dafür in der aufgeführten Reihenfolge die Pole 13, 24, 15, 45 und 35 zu bestimmen, die zur Konstruktion der Kollineationsachse k_{16-35} sowie des Punkts R benötigt werden. Entsprechend der vorliegenden kinematischen Abmessungen erhält man für das Kräfteverhältnis

$$\frac{F_F}{F_K} = -1{,}93$$ ■

4.8.3 Kraftanalyse nach dem Prinzip der virtuellen Arbeit

Einen allgemeinen Ansatz zur Kraftanalyse bietet die **Bewegungsgleichung der starren Maschine**, die auf dem Prinzip der virtuellen Arbeit und der Lagrangeschen[9] Gleichung zweiter Art beruht. Diese Methode gestattet die Ermittlung einer Kraftgröße an einer beliebigen Stelle des Getriebes. Dazu wird das Getriebe an der Stelle, an der die Kraftgröße wirkt, gedanklich geschnitten und eine generalisierte Koordinate q eingeführt. Sie ist ein Weg, wenn eine Kraft gesucht wird, bzw. ein Winkel, wenn ein Moment zu bestimmen ist.

Für ein Getriebe mit dem Freiheitsgrad $F = 1$ lautet die Bewegungsgleichung der starren Maschine allgemein

$$J(q) \cdot \ddot{q} + \frac{1}{2} J'(q) \cdot \dot{q}^2 = Q(q, \dot{q}, t) \tag{4.52}$$

Darin werden auf der linken Seite der Gleichung die Trägheitseigenschaften der Getriebeglieder durch die generalisierte Masse $J(q)$ erfasst. Sie verkörpert die auf die generalisierte Koordinate bezogene Summe aller Trägheitswirkungen und entspricht einer reduzierten Masse, wenn die generalisierte Koordinate q ein Weg ist, bzw. einem reduzierten Massenträgheitsmoment, wenn q einen Winkel beschreibt. Für ein ebenes Getriebe wird sie unter Verwendung der Ableitungen der entsprechenden Bewegungsgrößen eines Getriebeglieds i (Schwerpunktkoordinaten x_{Si}, y_{Si} und Lagewinkel φ_i im gestellfesten Koordinatensystem) nach der generalisierten Koordinate q aus der Gleichung

$$J(q) = \sum_{i=2}^{n} \left[m_i \left(x'^2_{Si} + y'^2_{Si} \right) + J_{Si} \cdot \varphi'^2_i \right] \tag{4.53}$$

[9] Joseph Louis de Lagrange (1736 – 1813), italienisch-französischer Mathematiker und Vertreter der theoretischen Mechanik

berechnet und besitzt stets einen positiven Wert. Die Ableitung der generalisierten Masse nach der generalisierten Koordinate ergibt sich aus

$$J'(q) = \frac{\mathrm{d}J(q)}{\mathrm{d}q} \tag{4.54}$$

Die rechte Seite von Gl. (4.52) enthält alle am Getriebe angreifenden äußeren Kraftgrößen F_k und M_k einschließlich der Antriebskraftgröße, die wiederum in ihrer Wirkung auf die generalisierte Koordinate q reduziert werden. Die von ihnen verrichtete Arbeit entspricht der Arbeit der generalisierten Kraft Q, welche aus

$$Q = \sum_k \left[F_{kx} \cdot x_k' + F_{ky} \cdot y_k' + M_k \cdot \varphi_k' \right] \tag{4.55}$$

unter Nutzung der Ableitungen der Bewegungsgrößen am Kraftangriff nach der generalisierten Koordinate ermittelt werden kann. [48]

■ **Beispiel 4.7: Kraftanalyse an einem 6-gliedrigen Koppelgetriebe**

Es ist das Antriebsmoment des Koppelgetriebes aus Beispiel 4.3 (s. Bild 4.17) zu ermitteln, wobei neben der Nutzkraft am Schieber 4 die relevanten Trägheitswirkungen des Schiebers 4 und der Abtriebsschwinge 6 zu berücksichtigen sind.

Gegeben: kinematische Abmessungen l_i

Bewegungsgrößen der Glieder und deren Ableitungen nach dem Antriebswinkel φ_{21}

Antriebswinkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_{21} = \Omega = \mathrm{const.}$

Masseparameter m_4, J_6

Nutzkraft F_N

Gesucht: Bewegungsgleichung der starren Maschine

Antriebsmoment M_{21}

Lösung:

Zunächst ist die generalisierte Masse $J(q = \varphi_{21})$ zu ermitteln, die alle relevanten Trägheiten auf den Antriebswinkel φ_{21} der Kurbel 2 bezieht. Dafür ergibt sich die Gleichung

$$J(\varphi_{21}) = m_4 \cdot s_{41}'^2 + J_6 \cdot \varphi_{61}'^2$$

wenn die Bewegungsgrößen aus Beispiel 4.4 Verwendung finden.

Das Massenträgheitsmoment der Abtriebsschwinge 6, die sich rotatorisch bewegt, wird hierbei vereinfachend auf die Drehachse im gestellfesten Drehgelenk D_0 bezogen. Für die Ableitung der generalisierten Masse nach dem Antriebswinkel φ_{21} als generalisierte Koordinate erhält man:

$$J'(\varphi_{21}) = 2\left(m_4 \cdot s_{41}' \cdot s_{41}'' + J_6 \cdot \varphi_{61}' \cdot \varphi_{61}''\right)$$

Mit den vorliegenden äußeren Kraftgrößen M_{21} und F_N kann die generalisierte Kraft

$$Q = M_{21} + (-F_N \cdot s'_{41})$$

bestimmt werden, wobei das negative Vorzeichen vor F_N aus der zur positiven Richtung der Bewegungsgröße s'_{41} entgegen gerichteten Nutzkraft resultiert. Die Bewegungsgleichung der starren Maschine lautet somit:

$$\left(m_4 \cdot s'^2_{41} + J_6 \cdot \varphi'^2_{61}\right)\ddot{\varphi}_{21} + \left(m_4 \cdot s'_{41} \cdot s''_{41} + J_6 \cdot \varphi'_{61} \cdot \varphi''_{61}\right)\dot{\varphi}^2_{21} = M_{21} - F_N \cdot s'_{41}$$

Bei einer konstanten Antriebswinkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_{21} = \Omega$ ergibt sich das Antriebsmoment

$$M_{21} = \left(m_4 \cdot s'_{41} \cdot s''_{41} + J_6 \cdot \varphi'_{61} \cdot \varphi''_{61}\right)\Omega^2 + F_N \cdot s'_{41}$$

das infolge der relevanten Trägheitswirkungen und der angreifenden Nutzkraft notwendig ist. ■

■ 4.9 Übungsaufgaben

Aufgabe 4.1: Räderkoppelgetriebe

Das abgebildete Räderkoppelgetriebe (Bild 4.27) wandelt eine gleichmäßig umlaufende Antriebsdrehbewegung ($\omega_{21} = \Omega = 10$ rad/s) der Kurbel 2 in eine am Rad 5 vorliegende fortschreitende Drehbewegung mit einer Teilrückbewegung um. Zu ermitteln ist die in der vorliegenden Stellung auftretende Winkelgeschwindigkeit ω_{51} unter Nutzung der Polkonfiguration.

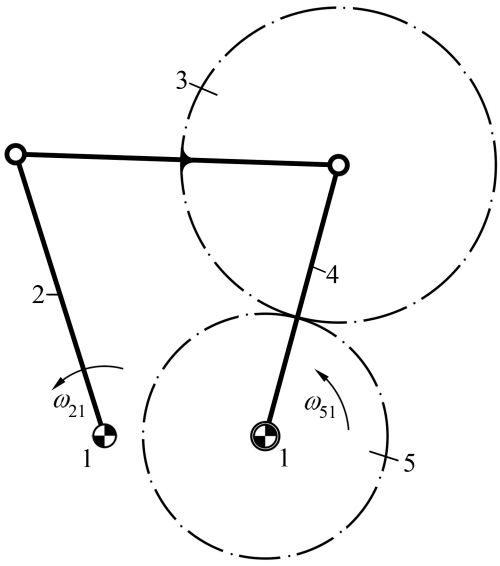

Bild 4.27 Kinematisches Schema des Räderkoppelgetriebes

Aufgabe 4.2: V-Motor

Welches Moment liegt in der abgebildeten Stellung des V-Motors (Bild 4.28) an der Kurbelwelle 2 vor, wenn an den Kolben 4 und 6 die Kolbenkräfte $F_B = 25$ kN und $F_D = 6$ kN angreifen? Die Kurbellänge $\overline{A_0A}$ beträgt 50 mm. Zur grafischen Lösung ist die Drehschubstrecke heranzuziehen.

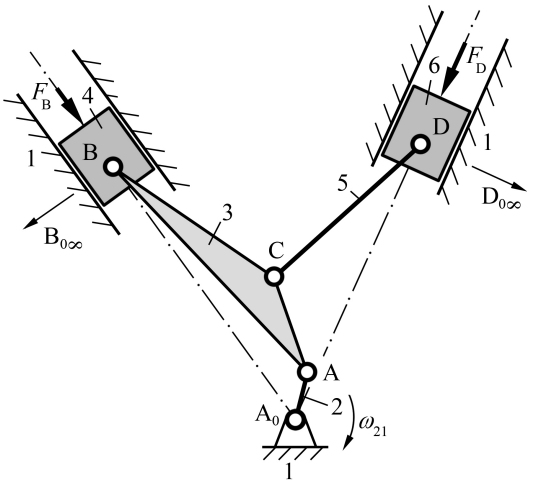

Bild 4.28 Getriebeschema des V-Motors

Aufgabe 4.3: Cabrioverdeck-Führungsgetriebe

Das in Bild 4.29 dargestellte Führungsgetriebe eines Cabrioverdecks ist kinematisch zu analysieren. Von Interesse sind die Winkelgeschwindigkeit ω_{61} des Verdeckelements 6 sowie die Geschwindigkeit des Punkts F bei einer vorgegebenen Winkelgeschwindigkeit ω_{21} an der Antriebsschwinge 2.

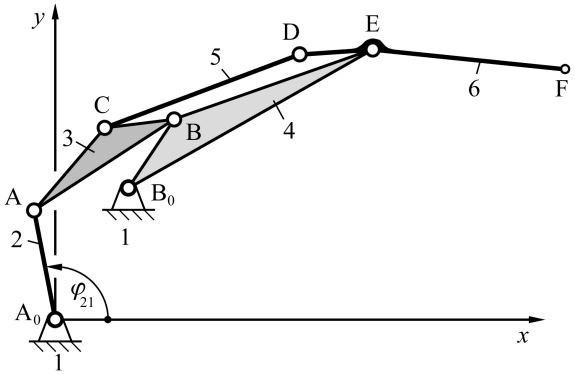

Bild 4.29 Kinematisches Schema des Cabrio-Verdeck-Getriebes

Gesucht sind: Winkelgeschwindigkeit ω_{61} und Geschwindigkeit v_F des Punkts F am Verdeckelement 6

a) mittels grafischer Methoden

b) analytisch unter Verwendung der Zeichenfolge-Rechen-Methode

5 Typsynthese ausgewählter Getriebe

Das Ziel der Typsynthese (qualitative Getriebesynthese) besteht darin, für die vorliegende Bewegungsaufgabe und das gewählte Lösungskonzept geeignete Getriebetypen zu finden. Dabei müssen neben der Getriebeart auch die Anzahl der Getriebeglieder, die Art der Gelenke und die Lage der Drehachsen festgelegt werden.

Die Anzahl der gefundenen Lösungen hängt hierbei wegen der Vielfalt der möglichen Bewegungsaufgaben und der zugehörigen Randbedingungen u. a. entscheidend von der Erfahrung des Bearbeiters und seinem Wissen über die spezifischen Eigenschaften der verschiedenen Getriebe ab. Deswegen werden im Folgenden die Grundgetriebearten

- Koppelgetriebe,
- Kurvengetriebe und
- Rädergetriebe

näher betrachtet und ihre charakteristischen Eigenschaften und Merkmale vorgestellt.

5.1 Koppelgetriebe

Koppelgetriebe werden in vielen Bereichen der Technik als Übertragungsgetriebe zur Realisierung einer Übertragungsfunktion aber auch als Führungsgetriebe zur Führung von Punkten auf bestimmten Bahnen oder von Körpern durch bestimmte Lagen eingesetzt.

Alle Koppelgetriebe besitzen mindestens eine Koppel, die im einfachsten Fall eines 4-gliedrigen Koppelgetriebes die beiden im Gestell gelagerten Getriebeglieder verbindet. In einem Übertragungsgetriebe dient die Koppel zur Übertragung der Bewegung des Antriebsgliedes auf das Abtriebsglied. In einem Führungsgetriebe gehört der zu führende Punkt bzw. der zu führende Körper zur Koppel.

Koppelgetriebe besitzen spezifische Vor- und Nachteile, deren Kenntnis dem Konstrukteur bei der Auswahl der geeigneten Getriebeart für eine gegebene Bewegungsaufgabe hilft.

Wesentlicher Vorteil der Koppelgetriebe sind die einfach und damit kostengünstig herzustellenden Getriebeelemente, d. h. die Getriebeglieder und Gelenke. Als Gelenke kommen hauptsächlich Dreh-, Schub- und im räumlichen Fall häufig auch Kreuz- und Kugelgelenke zum Einsatz (vgl. Abschnitt 3.3.1), deren Elemente mit Flächenberührung ausgeführt werden können und somit die Übertragung großer Kräfte erlauben. Zudem sind die Bewegungsabläufe von Koppelgetrieben i. d. R. stoß- und ruckfrei, so dass hohe Arbeitsgeschwindigkeiten erreicht werden können.

Bild 5.1 zeigt als Beispiel ein 8-gliedriges ebenes Koppelgetriebe in einer Presse, die für die Herstellung von Karosserieteilen wie Kotflügeln, Türen und Motorhauben eingesetzt wird. Die dafür notwendigen beträchtlichen Umformkräfte wären z. B. mit einem Kurvengetriebe aufgrund der hohen Pressung im Kurvengelenk (Gleit-Wälzgelenk) kaum oder gar nicht zu übertragen.

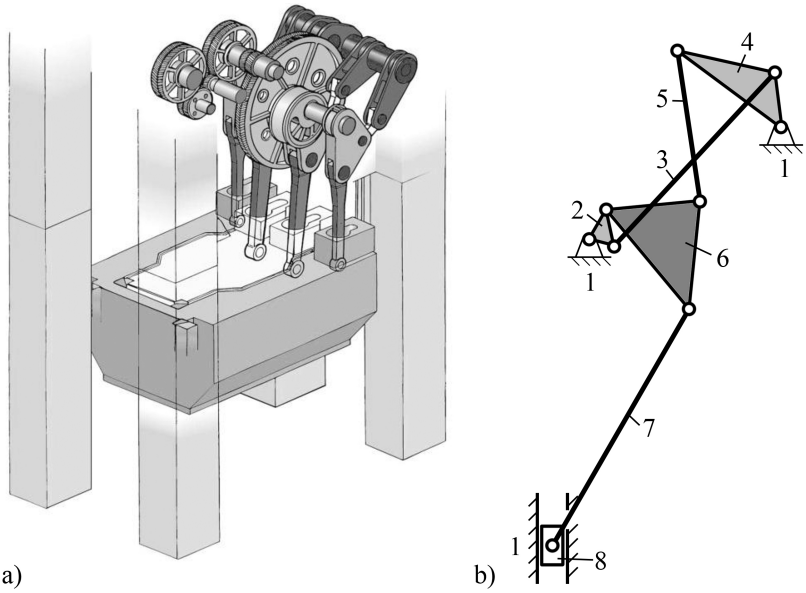

Bild 5.1 Tiefziehpresse mit 8-gliedrigem Koppelgetriebe. a) 3D-Modell [41], b) Getriebeschema

Nachteilig ist bei Koppelgetrieben die eingeschränkte Realisierbarkeit von vorgegebenen Übertragungsfunktionen oder Führungsbewegungen. Diese können im Allgemeinen nur angenähert verwirklicht werden (vgl. Abschnitt 6.1). Hierbei bestimmt hauptsächlich die Getriebestruktur, d. h. die Anzahl, Anordnung und Art der Getriebeglieder und Gelenke, die prinzipiellen Möglichkeiten, eine Bewegungsaufgabe zu erfüllen. So können beispielsweise mit einem 4-gliedrigen Koppelgetriebe nur Übertragungsaufgaben ohne Rasten erzielt werden. Für Übertragungsfunktionen mit Rasten sind mindestens 6-gliedrige Koppelgetriebe notwendig, wobei diese Rasten nicht exakt, sondern nur angenähert verwirklicht werden können [2]. Zudem ist die Maßsynthese bei Koppelgetrieben schwieriger, da i. d. R. spezielle Verfahren zum Einsatz kommen, die nur bei bestimmten Aufgabenstellungen verwendet werden können. Weitere Hinweise auf spezifische Vor- und Nachteile von Koppelgetrieben – insbesondere im Vergleich zu Kurvengetrieben – sind in Abschnitt 5.2.3 gegeben.

Die methodische Auswahl eines geeigneten Koppelgetriebetyps für eine zu lösende Bewegungsaufgabe erfordert fundierte Sachkenntnisse über die spezifischen Eigenschaften. Daher werden im Folgenden die wichtigsten Koppelgetriebe-Typen mit ihren Eigenschaften näher betrachtet.

5.1.1 Ebene 4-gliedrige Koppelgetriebe

Ebene 4-gliedrige Koppelgetriebe entstehen aus ebenen 4-gliedrigen kinematischen Ketten, die nur binäre, durch Dreh- oder Schubgelenke miteinander verbundene Glieder besitzen, indem eines der Glieder zum Gestell wird. Dabei ist nach Bild 5.2 zwischen den Getrieben

a) der Drehgelenkkette (Viergelenkkette),

b) der Schubkurbelkette,

c) der Kreuzschubkurbelkette und

d) der Schubschleifenkette

zu unterscheiden. Koppelgetriebe der Drehgelenkkette (Viergelenke) besitzen vier Drehgelenke, während Koppelgetriebe der Schubkurbelkette drei Drehgelenke und ein Schubgelenk aufweisen. Bei den Koppelgetrieben der Kreuzschubkurbelkette sind die beiden Dreh- und die beiden Schubgelenke jeweils benachbart, bei den Getrieben der Schubschleifenkette liegen sie sich gegenüber.

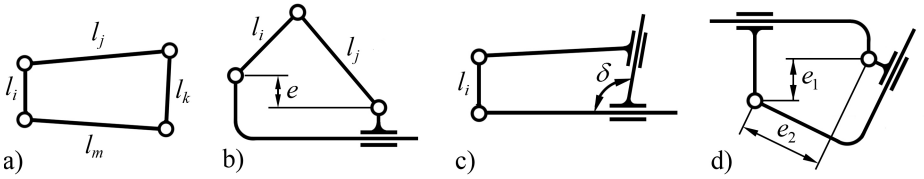

Bild 5.2 Kinematische Ketten der 4-gliedrigen Koppelgetriebe. a) Drehgelenkkette, b) Schubkurbelkette, c) Kreuzschubkurbelkette, d) Schubschleifenkette

Eine umfassende Begriffserklärung und Systematik zu ebenen 4-gliedrigen Koppelgetrieben ist in [42] enthalten.

a) Koppelgetriebe der Drehgelenkkette

Die kinematischen Abmessungen eines Viergelenks sind die vier Gliedlängen l_1, l_2, l_3 und l_4. Das Getriebe ist **umlauffähig**, wenn das kürzeste Getriebeglied relativ zu seinen beiden Nachbargliedern (vollständig) umlaufen kann. Nach dem **Satz von Grashof**[1] muss dazu die Summe aus der kleinsten und der größten Gliedlänge kleiner als die Summe der beiden übrigen Gliedlängen sein:

$$l_{\min} + l_{\max} < l' + l'' \tag{5.1}$$

Umlauffähige Viergelenke haben zwei **Teil-Bewegungsbereiche**, wobei sich die kinematischen Eigenschaften in den beiden Teil-Bewegungsbereichen trotz identischer Gliedabmessungen unterscheiden. Die beiden Teilbereiche sind zudem voneinander getrennt, so dass ein Wechsel von einem Teilbereich in den anderen nur durch einen entsprechenden

[1] Franz Grashof (1826 – 1893), Professor am Polytechnikum Karlsruhe

Umbau möglich ist. Deshalb muss bei den kinematischen Abmessungen umlauffähiger Getriebe zusätzlich noch der gewählte Teil-Bewegungsbereich angegeben werden. Bild 5.3 verdeutlicht dies am Beispiel einer Kurbelschwinge mit den beiden Teil-Bewegungsbereichen I und II. Nur durch Lösen des Gelenks im Punkt B^{I} und anschließendes Montieren im anderen Teil-Bewegungsbereich (Punkt B^{II}) ist ein Wechsel zwischen den Teilbereichen I und II möglich. Die Bahn k_K^I des Koppelpunktes K^I im Teil-Bewegungsbereich I unterscheidet sich dabei deutlich von der Bahn k_K^{II} des Koppelpunktes K^{II} im Teil-Bewegungsbereich II, während der Schwingwinkel ψ_0 der Schwinge in beiden Teilbereichen gleich groß ist. Für die Übertragungsfunktion 0. Ordnung beider Teil-Bewegungsbereiche gilt der Zusammenhang $\psi^{II}(\varphi) = -\psi^{I}(-\varphi)$.

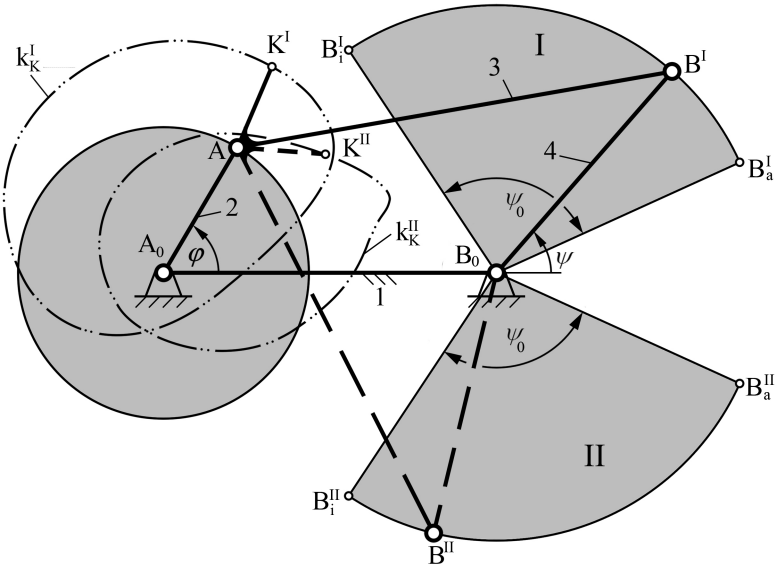

Bild 5.3 Kurbelschwinge mit den Teil-Bewegungsbereichen I und II

Erfüllen die Gliedlängen hingegen die Bedingung

$$l_{\min} + l_{\max} > l' + l'' \tag{5.2}$$

so ist das Getriebe **totalschwingfähig** (nicht umlauffähig). In einem totalschwingfähigen Getriebe kann keines der Getriebeglieder relativ zu einem anderen umlaufen, alle Glieder schwingen nur relativ zueinander. Totalschwingfähige Getriebe besitzen nur einen Bewegungsbereich (Bild 5.4), der jedoch i. d. R. nicht vollständig genutzt wird.

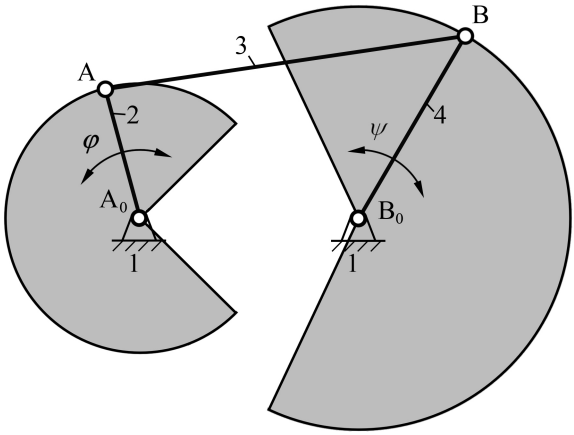

Bild 5.4 Bewegungsbereich eines totalschwingfähigen Koppelgetriebes (Doppelschwinge)

Im Grenzfall der Längenbedingung

$$l_{\min} + l_{\max} = l' + l'' \tag{5.3}$$

ist das Getriebe **durchschlagfähig**. Bei einem durchschlagfähigen Getriebe gibt es wenigstens eine Getriebestellung, die sogenannte **Verzweigungslage**, in der bei vorgegebener Bewegung eines Gliedes zwei verschiedene Bewegungen der anderen Glieder möglich sind. Bei der Drehgelenkkette liegen hierbei die vier Drehgelenke auf einer Geraden (Bild 5.5). Durchschlagfähige Getriebe haben wie umlauffähige Getriebe zwei Teil-Bewegungsbereiche, die sich in der Verzweigungslage berühren. Die Getriebe können dadurch von dem einen in den anderen Teilbereich „durchschlagen“. Daher sind zusätzliche konstruktive Maßnahmen wie in [37] beschrieben notwendig, um das Bewegungsverhalten des Getriebes eindeutig festzulegen.

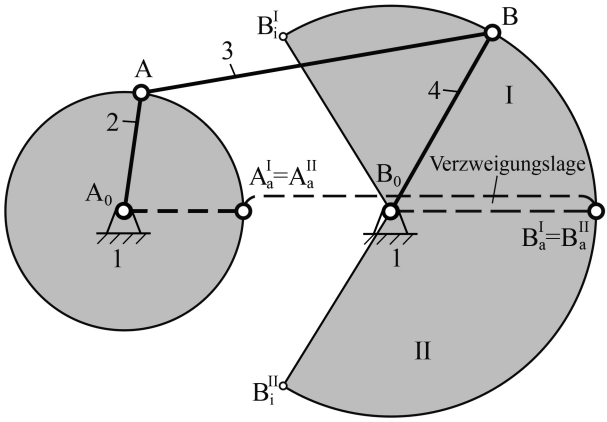

Bild 5.5 Bewegungsbereich einer durchschlagfähigen Kurbelschwinge mit sich berührenden Teilbereichen I und II

Zu den wichtigsten Getrieben der Drehgelenkkette gehören:

Kurbelschwinge

Die Kurbelschwinge (Bild 5.6) ist ein umlauffähiges Getriebe, dessen kürzestes Glied die Kurbel 2 ist. Sie wandelt die Drehung der Kurbel in die Schwingbewegung der Schwinge 4 um. Der Schwingwinkel ψ_0 wird dabei durch die beiden Umkehrlagen der Schwinge begrenzt. Die äußere Umkehrlage B_aB_0 der Schwinge bzw. die **äußere Totlage** A_0A_a der Kurbel sind erreicht, wenn sich die Kurbel 2 und die Koppel 3 in Strecklage befinden und die Gelenkpunkte A_0, A_a und B_a somit auf einer Geraden liegen. Die innere Umkehrlage B_iB_0 der Schwinge bzw. die **innere Totlage** A_0A_i der Kurbel ergeben sich, wenn sich die Kurbel 2 und die Koppel 3 in Decklage befinden, also die Gelenkpunkte A_i, A_0 und B_i auf einer Geraden liegen. Praktisch brauchbare Kurbelschwingen können Schwingwinkel ψ_0 von maximal 120° realisieren.

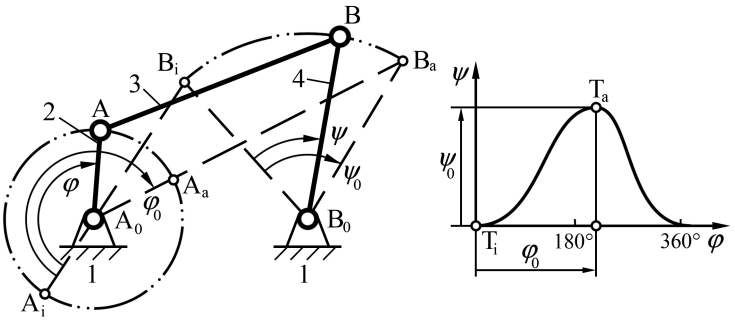

Bild 5.6 Kurbelschwinge mit Übertragungsfunktion 0. Ordnung

Eine Kurbelschwinge kann auch an der Schwinge angetrieben werden, wenn zur Überwindung der Totlagen konstruktive Maßnahmen getroffen werden. Diese können z. B. in dem Anbringen einer Schwungmasse an der Kurbel oder einer Feder zwischen zwei Getriebegliedern bestehen.

Liegt zwischen der inneren und der äußeren Totlage der Kurbel ein **Totlagenkurbelwinkel** $\varphi_0 = 180°$, so dauern bei gleichmäßiger Antriebsbewegung der Kurbel die Hin- und die Rückbewegung der Schwinge gleich lang. Man spricht dann von einer zentrischen Kurbelschwinge, für die die Bedingung

$$l_1^2 + l_2^2 = l_3^2 + l_4^2 \tag{5.4}$$

gilt.

Die Kurbelschwinge kann als Übertragungsgetriebe, aber auch als Führungsgetriebe eingesetzt werden. Bild 5.7 gibt einen Eindruck von der Vielfalt der Koppelkurven, die mit einer Kurbelschwinge erzeugbar sind.

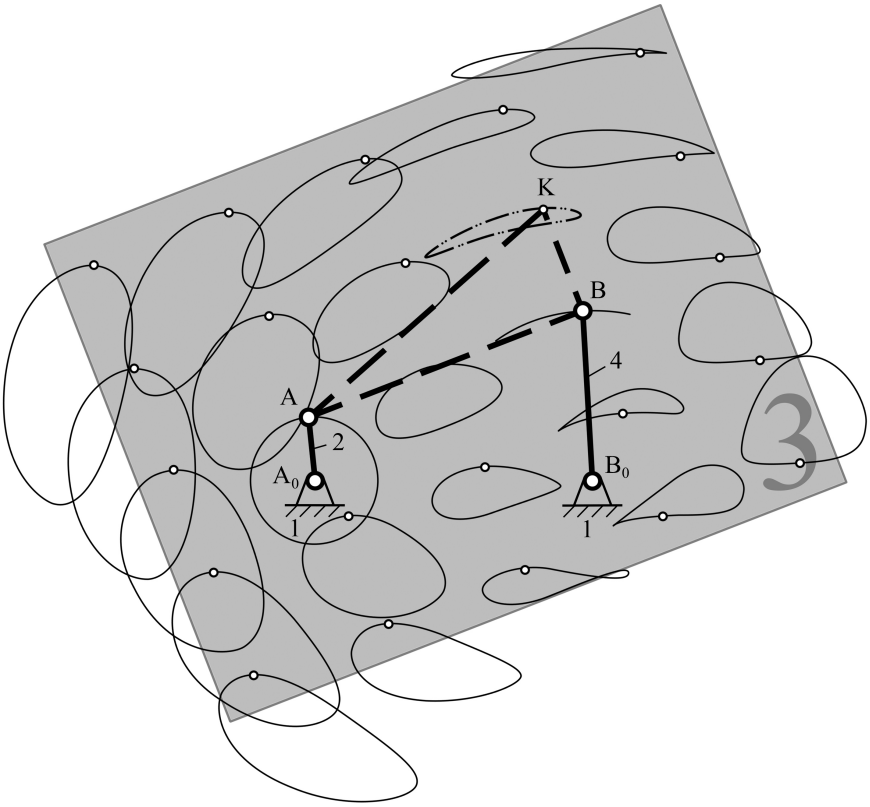

Bild 5.7 Koppelkurven einer Kurbelschwinge

Doppelkurbel

Bei der Doppelkurbel ist das kürzeste Getriebeglied das Gestell 1. Doppelkurbeln können eine gleichmäßige Antriebsbewegung der Kurbel 2 in eine ungleichmäßige Abtriebsbewegung der Kurbel 4 umwandeln. Die Abtriebskurbel dreht in einem bestimmten Bereich schneller und im übrigen Bereich langsamer als die Antriebskurbel, d.h. die Übertragungsfunktion 1. Ordnung schwankt periodisch um den Wert Eins, Bild 5.8. Daher wird die Doppelkurbel häufig als **Vorschaltgetriebe** eingesetzt, um für ein nachgeschaltetes Getriebe eine ungleichmäßige Antriebsbewegung zu erzeugen und damit den zeitabhängigen Verlauf der Abtriebsbewegung anzupassen.

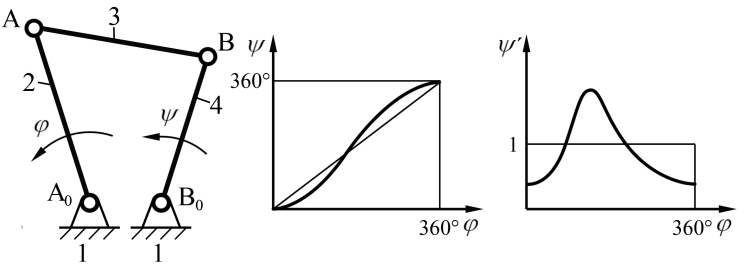

Bild 5.8 Doppelkurbel mit Übertragungsfunktionen 0. und 1. Ordnung

Index

A

Ablenkwinkel 237
Absolutbahn 115
Absolutbewegung 101, 126
Abstimmungsverhältnis 56
Abtastart 175
Abtastrolle 230
Abtriebsfunktion 29, 40
Abtriebsleistung 256
Achsabstand 169, 186, 190, 191
Achswinkel 169, 186
Altsche Totlagenkonstruktion 215
Anlagewechsel 175
Anschlag 97
Antiparallelkurbel 160
Antrieb 23
Antriebsfunktion 26, 29, 40
Antriebsleistung 256
Antriebsmoment 242
Antriebsprinzip 34
Äquidistante 236
Arbeitsorgan 15
Ausfallwahrscheinlichkeit 244
Ausgleichsmasse 97
Auslegungskriterien
– bei Kurvengetrieben 246
Außenkurve 238
Außenkurvenkontur 176
Außenkurvenscheibe 176
Auswahlkriterien 34

B

Bahnabschnitt 65
Bahnbeschleunigung 65, 78
Bahngeschwindigkeit 65, 78
Bahnkurve 20, 26, 65, 115
Bahnnormale 116
Bahntangente 116
Balligkeitsradius 243
Beanspruchung 234
Beschleunigungsgrad 220
Beschleunigungskennwert 220
Beschleunigungspolygon 128
Bewegung
– allgemeine ebene 118
Bewegungsabschnitt 20, 38
Bewegungsaufgabe 15, 16, 18, 26, 36, 275
– einfache oder komplexe 20
– gleichbleibende oder veränderliche 22
Bewegungsbereich 155
Bewegungsdesign 16, 26, 36, 276
Bewegungsdiagramm 39, 277
Bewegungsgesetz 39
– harmonisches 44
– polynomisches 42
– trigonometrisches 44
Bewegungsgleichung 40, 276
– der starren Maschine 148, 283
Bewegungsgrad 91
Bewegungsplan 37, 275
Bewegungsskizze 71
Bewegungssystem 23
Bewegungstabelle 71
Bewegungstechnik 15, 16
Bewegungsvorgabe 20
Bezugsebene 115

C

CAD-Modell 87
Coriolisbeschleunigung 128

D

Decklage 144, 157, 215
Differenzwelle 264
Differenzwinkel 210
Direktantrieb 29, 281
Doppelaußenschwinge 159
Doppeldrehgelenk 104
Doppelinnenschwinge 159

Doppelkurbel 158
Doppelkurvenscheibe 174, 176, 229
Doppelrolle 175
Doppelschieber 163
Doppelschwinge 159
Drehgelenk 90
Drehgelenkkette 154
Drehschrittgetriebe 178
Drehschubgelenk 90
Drehschubstrecke 132
– diagonale 132
– einfache 132
Drehung 115
Drehzahlplan
– nach Germar 253
– nach Kutzbach 248, 260
Drehzahlreihe
– arithmetisch gestufte 250
– geometrisch gestufte 251
– progressiv gestufte 256
Drei-Lagen-Synthese 198
Drei-Punktlagen-Synthese 201
Dreiwellenbetrieb 261

E

Ebenenführung 65, 84
Eigenbewegung 31
Eigenkreisfrequenz 55
Eingriffselement 173, 181
Eingriffsglied 170, 173, 228
Eingriffslinie 189
Eingriffspunkt 187
Eingriffswinkel 189
Entwicklungsprozess 26
Ersatzgetriebe 203
Ersatz-Koppelgetriebe 231
Euler-Gleichung 118
Evolvente 189
Evolventenverzahnung 189
Exzentrizität 99

F

Feder 97
Finite-Elemente-Modell 88
F-Kurvengetriebe 229
Formenwechsel 98
Formschluss 174, 181
Fourier-Approximation 57, 63
Fourierreihe 44, 76
Fourierspektrum 56, 64
Führungsaufgabe 18, 20, 31, 32, 65
Führungsbewegung 65, 126
Führungsgetriebe 84
Führungs-Kurvengetriebe 171

G

Gangpolbahn 120
Gegenkurve 229
Gegenlaufphase 220
Gehemme 97
Gelenk 89
Gelenkelement-Erweiterung 97
Gelenkfreiheitsgrad 91
Gelenkkombination 91
Gelenkkraft 143
Gelenk-Redundanz 92
Gelenkunfreiheit 91
Geradschiebung 118
Geradverzahnung 190
Geschwindigkeitspolygon 119
Gesperre 97
Gestell 95
Gestelllage 217
– äußere 217
– innere 217
Gestellwechsel 101
Getriebe 23, 82
– ebenes 85
– gleichmäßig übersetzendes 84
– mechanisches 82
– räumliches 85
– sphärisches 85
– übergeschlossenes 106
– ungleichmäßig übersetzendes 84
Getriebeanalyse 16
Getriebefreiheitsgrad 102
Getriebeskizze 87
Getriebesynthese
– qualitative 28
– quantitative 28
Getriebesystematik 16
G-Getriebe 84
Gleichdick 177
Gleichlaufphase 215, 220
Gleithebel 173
Gleitwälzgelenk 182
Gleit-Wälzgelenk
– ebenes 90
– räumliches 90

Gleit-Wälz-Gelenk 170
Glied
– binäres 95
– ternäres 95
Grenzzähnezahl 190
Grundhub 229
Grundkreis 189
Grundkreisradius 189, 228
Grundwinkel 229

H

Hauptabmessungen 228
Hauptkurve 229
Hebel 173
Hertzsche Pressung 240, 242, 247
– zulässiger Wert 243
Hilfsorgan 228
Hodograf 114
Hodographen-Verfahren 232
Hubverlust 239

I

Innenaußenschwinge 159
Innenkurve 238
Innenkurvenkontur 176
Innenkurvenscheibe 176

J

Jacobi-Matrix 141

K

Kantenlauf 246
Kardangelenk 92
Kennwerte
– kinematische 46
Kinematik 115
– inverse 281
Kinematische Abmessungen 28
kinematische Kette 87
kinematisches Schema 87
kinematische Umkehr 101
Kinetostatik 143
Kollineationsachse 130
Kombinierte Getriebe 86
Komplementär-Kurvenscheibe 176
Konstruktionslage 199
Kontaktbreite 243
Kontaktkraft 240
Kontaktnormale 230
Kontaktpunkt 182
Konturpunkt 236
Koordinate
– generalisierte 148
Koppel 95
Koppelebene
– höhere 167
Koppelgetriebe 86
– ebene 4-gliedrige 154
– ebene 6-gliedrige 166
– räumliche 169
Koppelkurve 157
Körperführung 65
Kraft
– generalisierte 149
Kraftangriffswinkel 237
Kraftschluss 173, 181
Kreisexzenter 177
Kreispunkt 198, 199
Kreisschiebung 118
Kreuzgelenk 92
Kreuzschieber 95
Kreuzschubkurbel 163, 279
Kreuzschubkurbelkette 154, 162
Kreuzungswinkel 162, 163
Krümmungsradius 238
Kugelgelenk 90
Kugelkopfhebel 173
Kupplungsleistung 265
Kurbel 95
Kurbelschleife
– schwingende 162
– umlaufende 161
Kurbelschwinge 157
– räumliche 107
Kurve mit konstantem Durchmesser 177
Kurvenflanke 174
Kurvengelenk 170, 230
– ebenes 90, 104
– räumliches 90
Kurvengetriebe 86, 227
– ebenes 177
– formschlüssiges 173
– kraftschlüssiges 173
– räumliches 177
– sphärisches 177
Kurvengetriebeauswahl 180
Kurvengetriebebauform 181

Kurvenglied 170, 175, 231
Kurvenkontur 228, 235, 236
Kurven-Koppelgetriebe 178
Kurvenkörper 176
Kurvenprofil 228
Kurvenrolle 175, 240, 243
Kurvenscheibe 176, 228, 239
Kurvenschiebung 118, 207

L

Lagen-Synthese 199
Lagerbelastung
– dynamisch äquivalente 244
Lastenheft 17, 28
Laufeigenschaft
– durchschlagfähig 156
– totalschwingfähig 155
– umlauffähig 154
Laufgrad 102
Laufgüte 143
Laufruhe 246
Lebensdauer 243
Lebensdauerexponent 244
Leistungsprinzip 146
Leistungssatz 168
Lösungskonzept 28, 277
Lösungskonzeptauswahl 33

M

Maschinendiagramm 37
Masse
– generalisierte 148
– reduzierte 148
Massenträgheitsmoment 144
– reduziertes 148, 283
Maßstab 113
Maßsynthese 16
Mechatronik 15
Mehrfachdrehgelenk 104
Mehrkörper-Simulations-Modell 88
Mindestrollenkraft 181
Minimalmodell 55
Minusgetriebe 259
Mittelpunkt 199
Modul 183
Momentanpol 119, 123

N

Näherungsverfahren von Flocke 232
Nichtpotentialkraft 143
Normalbeschleunigung 116
Normaleneinheitsvektor 236
Nullrad 191
Nutkurvengloboid
– konkaves 177
Nutkurvengloboid mit Axialkurvenkontur 177
Nutkurvenhyperboloid 177
Nutkurvenscheibe 174, 176
Nutzkraft 143, 144, 242
Nutzmoment 241

O

Optimierung 246

P

Parallelkurbel 106, 159
Pilzstößel 173
P-Kurvengetriebe 229
Plusgetriebe 259
Polbahn 120
Polgerade 127
Polkonfiguration 130
Pollinie 130
Polstrecke 132
Polygonmethode 130
Potentialkraft 143
Pressung 242
Pressungswinkel 237
Prinzip der virtuellen Arbeit 148
Prinzip von d'Alembert 143
Profilverschiebung 190
Punktführung 31, 65, 84
Punktlagen 196

Q

Querkontraktionszahl 243

R

Rädergetriebe 86
Räderkoppelgetriebe 105
Rast-in-Rast-Bewegung 271
Rastpolbahn 120
Regel von Swamp 259

Relativbahn 115
Relativbewegung 101, 126
Relativbewegung dreier Ebenen 125
Relativlagen-Synthese 209
Resonanz 56
Robertssche Konstellation 204, 205
Rollendrehzahl 244
– mittlere relative 244
Rollenhebel 235
Rollenkraft 240, 241
– maximale 244
Rollenmittelpunktbahn 228
Rollenradius 228, 236, 239, 247
Rollenstößel 236
Ruck 41
Rückstellkraft 174, 181, 242
Rückstellmoment 241

S

Satz von Burmester 124
Satz von Grashof 154
Satz von Roberts 203
Schaltgetriebe 250
Schieber 95
Schiebung 117
Schleife 95
Schneidenhebel 173
Schrägverzahnung 193
Schraubgelenk 90
Schubgelenk 90
Schubkurbel 161
– zentrische 161, 280
Schubkurbelkette 154, 160
Schubschleife 164
Schubschleifenkette 154, 164
Schwinge 95
Schwingenlänge 228
Schwingschleife 162
Schwingung 55
Schwingungssystem 55
Segmentkurve 177
Selbsthemmung 266
Sinoide 44, 276
Sinuslinie 271
Spitzenbildung 239
Spitzenhebel 173
Standrädergetriebe 182
Standübersetzung 185, 259, 262, 264, 266
Standwirkungsgrad 256, 266
Starrkörperbewegung 55
Steg 170, 182
Stephensonsche Kette 166
Stoß 41
Stößel 173
Strecklage 144, 157, 215
Strukturkette 87
Stufensprung 251
Summenwelle 264
Summiergetriebe 33, 261

T

Tangentenwinkel 237
Tangentialbeschleunigung 116
Taumelscheibe 177
Teilergetriebe 262
Teilgelenk 92
Teilkreis 190
Teilkreisradius 183
Tellerstößel 173
Theorem von Aronhold/Kennedy 127
Toleranzbandmethode 195
Totlage 145, 215
– äußere 157, 215
– innere 157, 215
Totlagenkurbelwinkel 157, 215
Trägheitskraft 143
Trägheitsmoment 241
Tragzahl
– wirksame dynamische 243
– wirksame statische 243
Typsynthese 152

U

Überbestimmung (Gelenk) 92
Übersetzung 131, 183
– absolute 260
– diagonale 132
– einfache 131
– relative 259, 262
Übertragungsaufgabe 18, 40
Übertragungsfunktion 29, 40, 83, 164
– normierte 45
– symmetrische 161
– typische 157, 158, 161, 166, 169, 170
Übertragungsgetriebe 83
Übertragungs-Kurvengetriebe 171, 279
Übertragungswinkel 16, 143, 145, 234, 237
– minimaler 217

U-Getriebe 84
Umlaufrad 184
Umlaufrädergetriebe 184
– einfach rückkehrend 184, 258
Umlaufübersetzung 259
Umlaufwirkungsgrad 266
Umparametrisierung 66
Unrundräder 187
Unterschnitt 191, 239

V

Vektor-Methode 140
Verlustleistung 256, 266
Versetzung 228
– kinematische 99
– statische 99
Verzahnungsgesetz 189
Verzweigungslage 156
Viergelenk 154
Viergelenkkette 154
Vorschaltgetriebe 158
V-Rad 191

W

Walzenkopfhebel 173
Walzenkopfstößel 173
Wälzgelenk 90
Wälzkreis 183, 190
Wälzkreisradius 183
Wälzleistung 265
Wälzpunkt 188
Wattsche Kette 166
Wellgetriebe 268
Wendepunkt 232, 233, 272
Werkzeugradius 239
Winkelbeschleunigung 117
Wulstkurvenscheibe 174, 176

Z

Zahnkraft 257
Zeichenfolge-Rechen-Methode 139, 164
Zentralrad 184
Zielpunktmethode 195
Zugmittel 95
Zugmittelgetriebe 86
Zwanglauf 106, 173
– formschlüssiger 174
– kraftschlüssiger 173
Zwanglaufsicherung 173, 181
Zwangsbedingungen 138
Zwei-Lagen-Synthese 196
Zweiwellenbetrieb 259
Zylinder-Platten-Gelenk 94