DK 621.831.06

Methodische Verwendung von Rädergetrieben in ungleichförmig übersetzenden Getrieben

Von Günter Dittrich und Reinhard Braune, Aachen

Eine rationelle Auswahl und Konstruktion von Getrieben für gestellte Aufgaben erfordert die Schaffung von Lösungskatalogen nach problemorientierten Gesichtspunkten. Am Beispiel der ebenen Räderkurbelgetriebe wird das systematische Vorgehen bei der kinematischen Analyse und Synthese von Getrieben erläutert. Dabei ist nach dem Prinzip der Wertanalyse die technische Funktion, die ein Getriebe oder ein Getriebeelement erfüllt oder erfüllen soll, das entscheidende Ordnungsmerkmal. Insbesondere wird gezeigt, welche technischen Funktionen von Rädergetrieben in ungleichförmig übersetzenden Getrieben übernommen werden können.

1. Einführung

In der Fachliteratur wurden bisher ungleichförmig übersetzende Getriebe meist nach ihrem Aufbau geordnet und behandelt. Dabei entstanden viele Systematiken mit Getrieben gleicher Konstruktionselemente. Im Aufbau gleiche Getriebe können jedoch je nach ihren Abmessungen oder der Art ihres Einsatzes sehr unterschiedliche technische Funktionen erfüllen. Für einzelne Getriebe oder Gruppen von Getrieben gleichen Aufbaus gibt die Literatur auch Auskunft darüber, welche getriebetechnischen Aufgaben unter bestimmten Voraussetzungen verwirklicht werden können. Ein Konstrukteur, der für ein getriebetechnisches Problem jedoch eine Reihe verschiedener Lösungen zur optimierenden Auswahl sucht, hat allerdings große Mühe, aus der Vielzahl der Veröffentlichungen die für seinen Fall geeigneten Getriebe herauszufinden.

Wie auch in der allgemeinen Konstruktionstechnik gelehrt wird [1; 2], erweist es sich deshalb als zweckmäßig, problemorientierte Lösungskataloge zu schaffen, die für getriebetechnische Gesamt- oder Teilfunktionen eine möglichst vollständige Sammlung von Lösungen enthalten.

Unter getriebetechnischen Funktionen im Sinne der Wertanalyse [3; 4] sind Aufgaben zu verstehen, die ein bestehendes oder noch zu entwickelndes Getriebe oder Getriebeteil erfüllen soll. Die Funktionen sind knapp, möglichst nur mit einem Hauptwort und einem Tätigkeitswort zu beschreiben; sie müssen in ein Gesamtsystem eingeordnet sein, nach dem die einzelnen Kataloge untereinander abgestimmt werden, damit ein zwangsläufiger, schneller und eventuell rechnerunterstützter Zugriff zur gesuchten Information möglich ist.

Es wurde vorgeschlagen, Lösungskataloge aus drei Teilen zusammenzusetzen: Im Gliederungsteil wird der möglichst allgemein formulierte Funktionsbegriff nach typischen funktionellen Gesichtspunkten unterteilt und jeweils genauer beschrieben. Der Lösungsteil kennzeichnet durch Benennung und bildliche Darstellung die verschiedenen Lösungen, eventuell geordnet nach besonders charakteristischen konstruktiven Merkmalen. Der Informationsteil enthält Gleichungen, Diagramme und weitere Informationen, die zur Auswahl und Verwendung der Lösungen nützlich sein können. Solche Lösungskataloge können durch Analyse der Funktionen bekannter Getriebe und durch Synthese von Getrieben für bestimmte Funktionen erarbeitet werden.

2. Analyse getriebetechnischer Funktionen

Es sollen zwei Räderkurbelgetriebe als Beispiele herausgegriffen, ihre möglichen Gesamtfunktionen festgestellt und untersucht werden, welche Teilfunktionen wie miteinander verknüpft sind und welche Funktionsträger vorliegen.

Prof. Dr.-Ing. Günter Dittrich ist Direktor des Instituts für Getriebetechnik und Maschinendynamik der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen. Dipl.-Ing. Reinhard Braune ist wissenschaftlicher Mitarbeiter im gleichen Institut.

Das in **Bild 1** dargestellte Räderkurbelgetriebe besteht aus einer Kurbelschwinge A_0ABB_0, die in ihren Drehgelenken A,B und B_0 je einen Radkörper trägt. Dabei ist Rad 1′, das den Kurbelzapfen A zum Mittelpunkt hat, mit der Antriebskurbel 1 fest verbunden. Dieses Kurbelrad 1′ ist mit dem Rad 5′ in Eingriff, das mit dem Rad 5″ ein Doppelrad bildet und in B gelagert ist. Das Abtriebsrad 6 dreht sich um den Drehgelenkpunkt B_0 der Schwinge 3 im Gestell 0, dem Glied 4 der Kurbelschwinge. Der Antriebswinkel des Getriebes ist mit φ, der Abtriebswinkel mit ϑ bezeichnet.

Dieses Räderkurbelgetriebe kann je nach seinen Abmessungen drei verschiedene getriebetechnische Funktionen erfüllen [5], **Bild 2**:

1. umlaufende Drehbewegung mit Pilgerschritt erzeugen (Kurven a),
2. umlaufende Drehbewegung mit genäherter Rast erzeugen (Kurven b),
3. umlaufende ungleichförmige Drehbewegung erzeugen (Kurven c),

jeweils bei gleichförmig umlaufender Drehbewegung des Antriebsgliedes. Im oberen Diagramm sind die Drehwinkel ϑ des Abtriebsrades 6, im unteren die dazugehörigen Übersetzungsverhältnisse $\vartheta' = d\vartheta/d\varphi = \omega_{60}/\omega_{10}$ des Getriebes in Abhängigkeit vom Drehwinkel φ der Antriebskurbel 1 dargestellt. Dabei kommt die Drehbewegung des Abtriebsrades 6 durch Überlagern von Relativdrehbewegungen im Gelenkviereck unter Berücksichtigung der Halbmesserverhältnisse der Räder zustande. Dreht sich

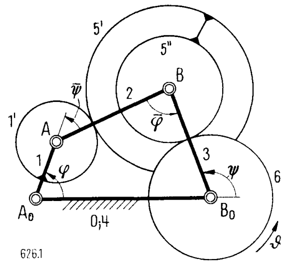


Bild 1.
Räderkurbelgetriebe.

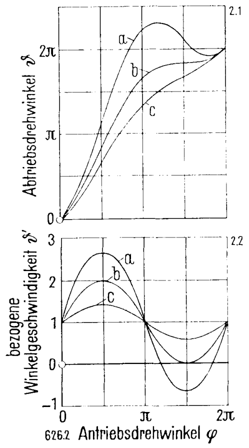


Bild 2.
Übertragungsfunktionen des Getriebes nach Bild 1.
a Umlaufende Drehbewegung mit Pilgerschritt
b Umlaufende Drehbewegung mit Rast
c Umlaufende ungleichförmige Drehbewegung

die Kurbel von einer Stellung 1 in eine Stellung 2 um den Winkel $(\varphi_2 - \varphi_1)$, so ergibt sich ein Abtriebsdrehwinkel

$$(\vartheta_2 - \vartheta_1) = (\psi_2 - \psi_1) + \frac{r_{5''}}{r_6}(\bar{\varphi}_2 - \bar{\varphi}_1) + \frac{r_1 r_{5''}}{r_{5'} r_6}(\bar{\psi}_2 - \bar{\psi}_1) \quad . \quad (1).$$

Darin sind der Drehwinkel der Schwinge 3 gegenüber dem Gestell 0 mit ψ, der Relativdrehwinkel zwischen Schwinge 3 und Koppel 2 mit $\bar{\varphi}$, der Relativdrehwinkel zwischen Koppel 2 und Kurbel 1 mit $\bar{\psi}$ und die Halbmesser der Räder entsprechend ihrer Numerierung bezeichnet. Bei einem Dreiräderkurbelgetriebe mit allgemeinem Aufbau, Bild 1, sind die unabhängigen Getriebeparameter Kurbellänge l_1, Koppellänge l_2, Schwingenlänge l_3, Gestellänge l_4, Halbmesser r_1 des Rades 1′ und Halbmesser r_6 des Rades 6. Die Anzahl dieser Bestimmungsstücke soll durch folgende Forderungen eingeschränkt werden:

Bei einer vollen Umdrehung der Kurbel 1 soll die Weiterbewegung des Abtriebsrades 6 ebenfalls eine volle Umdrehung sein. Berücksichtigt man dabei noch, daß aus praktischen Erwägungen (Einfachheit im Aufbau, geringe Fertigungskosten der ausgeführten Konstruktion usw.) statt des Doppelrades (5′, 5″) in B ein einfaches Rad, das gleichzeitig mit den beiden Rädern 1′ und 6 kämmt, gewählt werden sollte, so lauten die entsprechenden Bedingungen $r_{5'} = r_{5''} = r_5$ und $r_1 = r_6$, woraus auch $l_2 = l_3$ folgt, d. h. Koppel und Schwinge sind gleich lang. Ferner ergibt sich $r_5 = l_2 - r_1$.

Damit das Grundgetriebe gute Laufeigenschaften besitzt, wird eine nichtversetzte Kurbelschwinge gewählt, für die mit $l_3 = l_2$ die Längenbeziehung $l_1^2 + l_4^2 = 2\, l_2^2$ besteht.

Damit ist die Anzahl der unabhängigen Bestimmungsstücke auf drei, nämlich l_1, l_4 und r_1 vermindert worden. Mit der Festlegung von l_1 und l_4 ist eine gleichschenklige, nichtversetzte Kurbelschwinge als Grundgetriebe vollkommen gegeben. Die Bestimmung von r_1 legt dann das Dreiräderkurbelgetriebe eindeutig fest. Eine kinematische Analyse des Räderkurbelgetriebes zeigt, daß die obengenannten getriebetechnischen Funktionen 1, 2 und 3 durch Erfüllung der drei Bedingungsgleichungen bzw. -ungleichungen

$r_1 \lesseqgtr \frac{l_1 l_4}{l_2}$ erreicht werden.

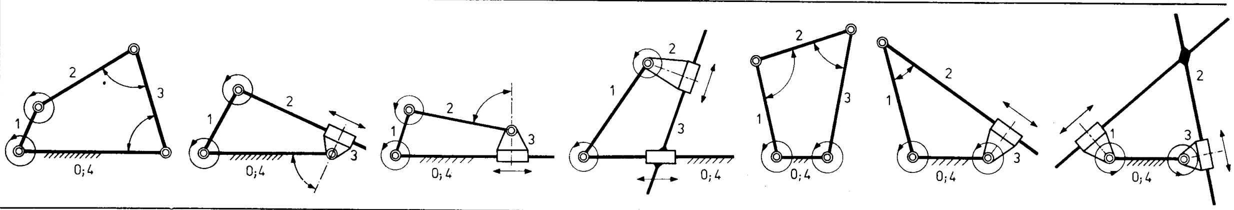
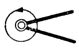
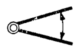
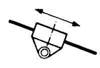
Die getriebetechnische Gesamtfunktion dieser Räderkurbelgetriebe setzt sich entsprechend Gl. (1) bei gleichförmig umlaufender Drehbewegung des Antriebsgliedes aus den Teilfunktionen „ungleichförmige Relativbewegungen erzeugen“ und „relative und absolute Drehbewegungen überlagern“ zusammen.

Die erste der beiden Teilfunktionen wurde im vorliegenden Fall durch eine Kurbelschwinge realisiert, also ein viergliedriges Drehgelenkgetriebe. Fragt man zur Erstellung eines Lösungskataloges nach weiteren Kurbelgetrieben mit möglichst wenigen Gliedern für die gleiche Aufgabe, so sind in **Tafel 1** Alternativen angegeben: die Doppelkurbel mit ebenfalls vier Drehgelenken, die schwingende und die umlaufende Kurbelschleife, die Schubkurbel mit einem Schub- und drei Drehgelenken, die Kreuzschubkurbel sowie die Doppelschleife mit zwei Dreh- und zwei Schubgelenken. Von einem bestimmten Beispiel — in diesem Fall dem viergliedrigen Drehgelenkgetriebe — ausgehend, gelangt man demnach zu weiteren Lösungen, indem man die Obergruppe (viergliedrige Kurbelgetriebe) betrachtet, in der Getriebe enthalten sind, die sich hier durch einen Wechsel der Gelenkart (Dreh- in Schubgelenk) und der Gelenkanordnung unterscheiden. Ausgewählt wurden solche Getriebe, welche die Nebenbedingung erfüllen, daß das Antriebsglied relativ zum Gestell umlaufen soll. Weiterhin unterscheiden sich die Lösungen dadurch, daß das zweite im Gestell gelagerte Glied entweder eine schwingende oder eine umlaufende Bewegung ausführt, je nachdem, ob das Gestell oder ein dem Gestell benachbartes Glied die kleinste Gliedlänge besitzt; diese Angabe ist deshalb im Informationsteil enthalten. Ferner wurde zu jeder Lösung die Umlauffähigkeitsbedingung nach *Grashof* angeführt[1]). Im Lösungskatalog können für jedes Getriebe weitere Eigenschaften und Gesetzmäßigkeiten, insbesondere die Übertragungsfunktionen, angegeben werden, auf deren Wiedergabe hier jedoch verzichtet wurde.

Zur Überlagerung der relativen und absoluten Drehbewegungen der Kurbelschwinge dienen im vorliegenden

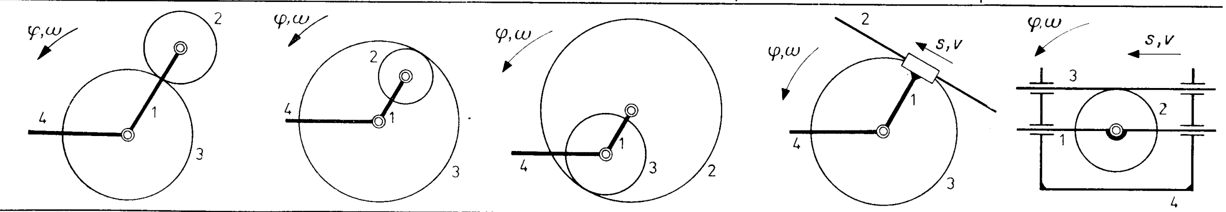
1) In den Formeln sind für l' und l'' die beiden jeweils noch nicht verwendeten Gliedlängen einzusetzen. Mit e wurde der zur Führungsrichtung des Schubgelenks senkrechte Abstand der Drehgelenke an Glied 2 und Glied 3 bezeichnet.

Tafel 1. Lösungskatalog für die getriebetechnische Funktion „ungleichförmige Relativbewegungen erzeugen".

	ungleichförmige Relativbewegungen erzeugen						
	viergliedrige Kurbelgetriebe mit relativ zum Gestell gleichförmig umlaufendem Antriebsglied 1						
	schwingende Bewegung des zweiten im Gestell gelagerten Gliedes 3				umlaufende Bewegung des zweiten im Gestell gelagerten Gliedes 3		
	Kurbelschwinge	schwingende Kurbelschleife	Schubkurbel	Kreuzschubkurbel	Doppelkurbel	umlaufende Kurbelschleife	Doppelschleife
							
	 umlaufende Relativbewegung		 schwingende relative Drehbewegung		 schwingende relative Schubbewegung		
	$l_1 = l_{\text{min}}$				$l_4 = l_{\text{min}}$		
*	$l_1 + l_{\text{max}} < l' + l''$	$l_1 + e < l_2$	$l_1 + e < l_4$	—	$l_4 + l_{\text{max}} < l' + l''$	$l_4 + e < l_1$	—

* Bedingung für Umlauffähigkeit

Tafel 2. Lösungskatalog für die getriebetechnische Funktion „relative und absolute Bewegungen überlagern".

	relative und absolute Bewegungen überlagern				
	nur Drehbewegungen			Dreh- und Schubbewegungen	
*	AA	AI	IA	ZA	AZ
					
	$\Delta\varphi_{34} = \Delta\varphi_{14} - \frac{r_2}{r_3}\Delta\varphi_{21}$	$\Delta\varphi_{34} = \Delta\varphi_{14} + \frac{r_2}{r_3}\Delta\varphi_{21}$		$\Delta\varphi_{34} = \Delta\varphi_{14} + \frac{1}{r_3}\Delta s_{21}$	$\Delta s_{34} = \Delta s_{14} + r_2\,\Delta\varphi_{21}$
	$\omega_{34} = \omega_{14} - \frac{r_2}{r_3}\omega_{21}$	$\omega_{34} = \omega_{14} + \frac{r_2}{r_3}\omega_{21}$		$\omega_{34} = \omega_{14} + \frac{1}{r_3}v_{21}$	$v_{34} = v_{14} + r_2\,\omega_{21}$

* Bauformen der Rädergetriebe
A: Außenverzahnung I: Innenverzahnung Z: Zahnstange

Beispiel zwei einfache Umlaufrädergetriebe vom Typ AA, **Tafel 2**, bei denen im Steg 1 zwei außenverzahnte miteinander kämmende Räder 2 und 3 gelagert sind. Unter absoluten Bewegungen sollen hier Bewegungen gegenüber einem Bezugsglied 4 verstanden werden, wie sie Steg 1 und Mittelrad 3 ausführen, und unter relativen Bewegungen die des Umlaufrades 2 gegenüber dem Steg 1. Durch Wechsel der Außenverzahnung A in eine Innenverzahnung I beim Mittel- bzw. Umlaufrad erhält man die Bauformen AI und IA. Läßt man noch Schubbewegungen durch Zahnstangen Z zu, so läßt sich Tafel 2 durch die Bauformen ZA und AZ zu einem Lösungskatalog für die verallgemeinerte getriebetechnische Funktion „relative und absolute Bewegungen überlagern" erweitern. Zu jedem Getriebe sind im Informationsteil die Zusammenhänge zwischen den Wegen und Winkeln sowie den Geschwindigkeiten und Winkelgeschwindigkeiten angegeben.

Das zweite zu analysierende Getriebe ist das Räderkurbelgetriebe nach **Bild 3**. Es besteht aus dem Umlaufräder-

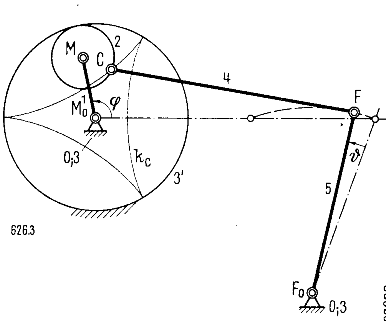


Bild 3. Räderkurbelgetriebe.

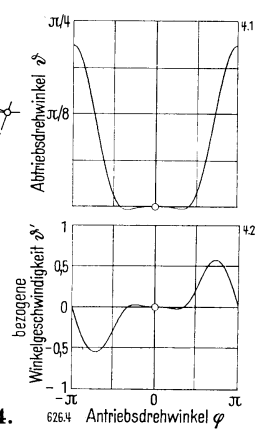


Bild 4. Übertragungsfunktionen des Getriebes nach Bild 3. Schwingende Drehbewegung mit genäherter Rast

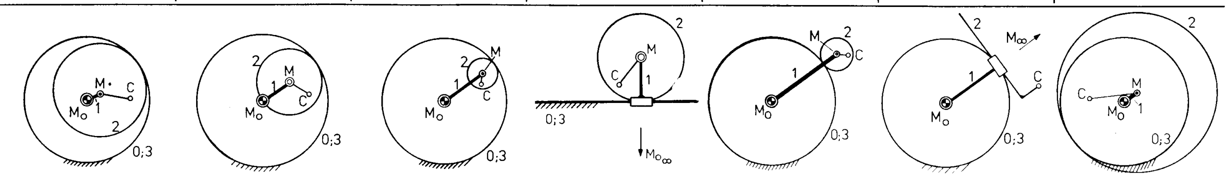
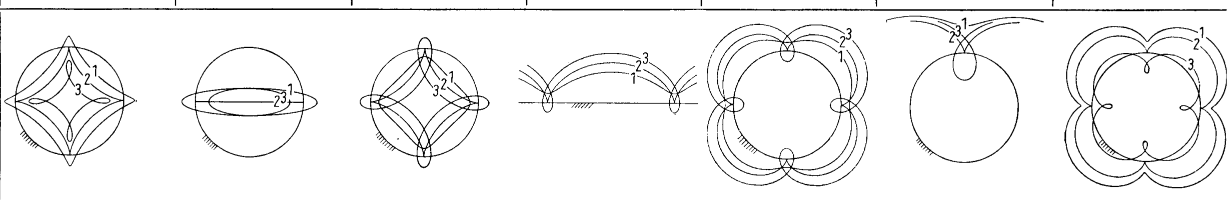
getriebe mit dem Steg 1, dem mit dem Gestell 0;3 fest verbundenen Mittelrad 3′ und dem Umlaufrad 2, in dessen Punkt C über ein Drehgelenk der Zweischlag CFF_0 mit der Koppel 4 und der Schwinge 5 angelenkt ist. Der Antriebswinkel des Steges 1 ist mit φ, der Abtriebswinkel der Schwinge 5 mit ϑ bezeichnet.

Unter bestimmten Bedingungen erfüllt das Getriebe bei gleichförmiger Drehbewegung des Steges 1 als Antriebsglied die getriebetechnische Funktion „schwingende Drehbewegung mit genäherter Rast erzeugen". Die genäherte Rast zeichnet sich dadurch aus, daß entsprechend **Bild 4** für die durch $\varphi = 0$ gekennzeichnete Stellung des Steges 1 die Abtriebsschwinge 5 vorübergehend unbeschleunigt stillsteht. Im vorliegenden Fall verhält sich der Halbmesser r_2 des Umlaufrades 2 zum Halbmesser r_3 des feststehenden Mittelrades 3′ wie 1:3. Der Drehgelenkpunkt C liegt auf dem Umfang des Rades 2. Die Koppel 4 hat die Länge $l_4 = 8\,r_2$. Die Gerade durch die Umkehrlagen des Drehgelenkpunktes F geht durch den Drehgelenkpunkt M_0 des Steges im Gestell. Die Lage des Gestelldrehgelenkpunktes F_0 der Schwinge 5 kann weitgehend frei gewählt werden; durch sie sind die Unsymmetrie der Übertragungsfunktion $\vartheta(\varphi)$ und der maximale Schwingwinkel bestimmt.

Der Radpunkt C, der den Zweischlag CFF_0 steuert, beschreibt eine Hypozykloide, eine spezielle Radlinie (Trochoide). Die obengenannte getriebetechnische Gesamtfunktion setzt sich somit aus den Teilfunktionen „Hypozykloide erzeugen" für das Umlaufrädergetriebe mit dem Radpunkt C und „Hypozykloide in Drehbewegung umformen" für den Zweischlag CFF_0 zusammen. Dabei kommt die Rast in der Drehbewegung dadurch zustande, daß in einer bestimmten Stellung ($\varphi = 0$) des Steges der Drehgelenkpunkt F mit dem Krümmungsmittelpunkt der Bahnkurve k_C zusammenfällt [6]. Dieses Merkmal ist demnach die Verknüpfungsbedingung zwischen den beiden Funktionsträgern.

Es ist zweckmäßig, für die verallgemeinerte Teilfunktion „Radlinien erzeugen", einen Lösungskatalog aufzustellen, **Tafel 3.** Die Hypozykloiden werden von Punkten auf dem Umlaufrad von dreigliedrigen Umlaufrädergetrieben des Typs AI (Umlaufrad 2 außenverzahnt A, feststehendes Mittelrad 3 innenverzahnt I) beschrieben. Die Kurvenformen bzw. die Lage gleichartiger Kurven zum Mittelrad unterscheiden sich je nachdem, ob das Verhältnis des Halbmessers r_2 des Umlaufrades zur Steglänge r_1 größer, gleich oder kleiner eins ist. Im Falle $r_2/r_1 = 1$ entstehen Ellipsen. Entartet das Mittelrad 3 in eine Zahnstange (Bauform AZ), so wird wegen $r_1 \to \infty$ das Verhältnis $r_2/r_1 = 0$. Punkte des auf der feststehenden Zahnstange 3 abrollenden außenverzahnten Rades 2 beschreiben Orthozykloiden. Epizykloiden entstehen, wenn ein außenverzahntes oder innenverzahntes Rad bzw. eine Zahnstange auf einem außenverzahnten Mittelrad 3 abrollt, wobei das Verhältnis r_2/r_1 entsprechend kleiner, gleich oder größer eins (Bauformen AA, ZA bzw. IA) ist. Punkte einer Zahnstange, die außen auf einem Mittelrad abrollt, beschreiben als Sonderfall ($r_2/r_1 = 1$ mit $r_1 \to \infty$ und $r_2 \to \infty$) Evolventen. Je nach der Lage des Punktes C auf dem Umlaufrad kann die durch ihn in der festen Ebene durchlaufene Bahnkurve geschweift, gespitzt oder verschlungen sein. Geschweifte Radlinien ergeben sich, wenn von den beiden Punkten C und M_0 der eine innerhalb und der andere außerhalb des abrollenden Rades liegt. Die Radlinien sind

Tafel 3. Lösungskatalog für die getriebetechnische Funktion „Radlinien erzeugen".

	Radlinien erzeugen						
	Hypozykloiden			Orthozykloiden	Epizykloiden		
		Ellipsen				Evolventen	Perizykloiden
	AI			AZ	AA	ZA	IA
	$r_2/r_1 > 1$	$r_2/r_1 = 1$	$1 > r_2/r_1 > 0$	$r_2/r_1 = 0$	$0 < r_2/r_1 < 1$	$r_2/r_1 = 1$	$1 < r_2/r_1$
							
Δ	$> r_2$	große Halbachse größer r_2 für $MC > r_2$	$< r_2$	$< r_2$	$< r_2$	C und M_0 auf verschiedenen Seiten der Geraden 2	$> r_2$
○	$= r_2$	Doppelgerade mit Länge $2\,r_2$ für $MC = r_2$	$= r_2$	$= r_2$	$= r_2$	C auf Gerade 2	$= r_2$
+	$< r_2$	große Halbachse kleiner r_2 für $MC < r_2$	$> r_2$	$> r_2$	$> r_2$	C und M_0 auf der gleichen Seite der Geraden 2	$< r_2$
*							

Δ Länge MC zur Erzeugung geschweifter Radlinien

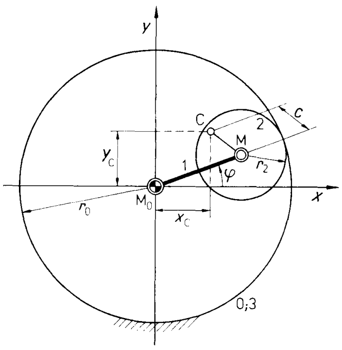
○ Länge MC zur Erzeugung gespitzter Radlinien

\+ Länge MC zur Erzeugung verschlungener Radlinien

* Formen der Radlinien für verschiedene Lagen des Punktes C

Tafel 4. Erweiterter Informationsteil zur Lösung der getriebetechnischen Funktion „Hypozykloide erzeugen“ nach Tafel 3, Spalte 3.

Hypozykloide erzeugen
Rädergetriebe Bauform AI; $1 > r_2/r_1 > 0$
Bahnkurve eines Punktes C auf Rad 2



Ausgangslage:
$\varphi = 0$, C auf x-Achse

$c > 0$: C und M_0
auf verschiedenen Seiten von M

$c > 0$: C und M_0
auf der gleichen Seite von M

Bahnkurve:

$$x_C = (r_0 - r_2)\cos\varphi + c \cdot \cos(1 - r_0/r_2)\,\varphi$$
$$y_C = (r_0 - r_2)\sin\varphi + c \cdot \sin(1 - r_0/r_2)\,\varphi$$

Kurvenform:

geschlossene Kurve für rationales Verhältnis:
$r_0/r_2 = p/q$ (p, q ganze Zahlen und teilerfremd)
p Anzahl der Bögen
q Anzahl der Stegumläufe

Krümmung der Bahnkurve in der Ausgangslage:

$$\text{Krümmungsradius } \varrho = \frac{(r_2 - c)^2}{\dfrac{r_0\, r_2}{r_0 - r_2} - (r_2 - c)}$$

$\varrho > 0$: Krümmung von M_0 aus konkav
$\varrho < 0$: Krümmung von M_0 aus konvex

Vieleck mit n abgerundeten Ecken:

Flachpunkt ($\varrho \to \infty$) in der Ausgangslage

$$r_0/r_2 = n; \qquad c/r_2 = -\frac{1}{n-1}$$

Doppelte Erzeugung:

zweite Erzeugung der gleichen Bahnkurve durch Bauform AI (Index *) mit:

$$(r_2^*/r_0^*) = 1 - r_2/r_0 \qquad r_0^* = (r_0/r_2)\,c$$
$$r_2^* = (r_0/r_2 - 1)\,c$$
$$c^* = (r_0/r_2 - 1)\,r_2$$

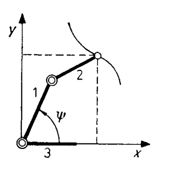
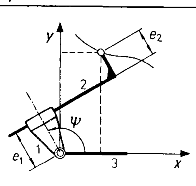
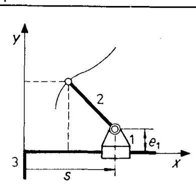
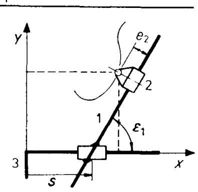
Hierbei ist für den gleichen Durchlaufsinn der Bahnkurve die Drehrichtung des Steges 1 entgegengesetzt zu dem Ausgangsgetriebe.

Bei **geschlossenen** Kurven ergibt sich
$r_0^*/r_2^* = p^*/q^* = p/(p - q)$.
Damit bleibt die Anzahl der Bögen ($p = p^*$) erhalten, aber die Anzahl der Stegumläufe für einen vollen Kurvendurchlauf wird $q^* = p - q$.

gespitzt, wenn sich der Punkt C auf dem Umfang des abrollenden Rades befindet. Verschlungene Radlinien mit Doppelpunkten werden erzeugt, wenn C und M_0 beide innerhalb oder beide außerhalb des abrollenden Rades liegen. Die entsprechenden Abstände MC = c des Punktes C vom Mittelpunkt M des Umlaufrades sind in Tafel 3 angegeben. Über die Angaben der Tafel 3 hinaus ließen sich zu jeder Lösungsspalte noch weitere Informationen anschließen, wie das in **Tafel 4** für die Teilfunktion „Hypozykloide erzeugen“ (Bauform AI; $1 > r_2/r_1 > 0$) beispielhaft geschehen ist.

Die andere Teilfunktion „Hypozykloide in Drehbewegung umformen“ des zweiten Getriebebeispiels wird durch einen Zweischlag erfüllt. Der Zweischlag besteht aus einer Schwinge (Kurbel), d. h. einem im Gestell drehbar gelagerten Getriebeglied, und einer Koppel, die sowohl mit der Schwinge als auch mit ihrem zweiten Nachbarglied durch je ein Drehgelenk verbunden ist. Die gleiche Aufgabe läßt sich auch verwirklichen, wenn statt der Schwinge eine Schleife verwendet wird, die mit der Koppel über ein Schubgelenk verbunden ist. Für die vorliegende Bewegungsumformung ist es unerheblich, ob man von einer Radlinie oder einer anderen Bahnkurve ausgeht. Läßt man als Abtriebsbewegung außer Dreh- auch Schubbewegungen zu, so lautet die verallgemeinerte Teilfunktion „Bahnkurve in spezielle Bewegung umformen“, **Tafel 5.** Für die Umformung einer Bahnkurve in eine Schubbewegung sind als getriebetechnische Lösungen Koppel-Schieber und Koppel-Kreuzschieber angeführt. Die Tafel 5 enthält für die zweigliedrigen Anordnungen die Übertragungsfunktionen $\psi = \psi(x, y)$ bzw. $s = s(x, y)$ für den Fall, daß die Bahnkurve in kartesischen Koordinaten (x, y) gegeben ist, und Angaben über den zulässigen Bereich der Koordinaten x und y bei gegebenen Abmessungen der beiden Glieder.

Tafel 5.
Lösungskatalog für die getriebetechnische Funktion „Bahnkurve in spezielle Bewegung umformen“.

	Bahnkurve in spezielle Bewegung umformen			
	in Drehbewegung		in Schubbewegung	
	Koppel-Kurbel (Zweischlag)	Koppel-Schleife	Koppel-Schieber	Koppel-Kreuzschieber
				
	Bahnkurve gegeben, z. B. in kartesischen Koordinaten (x, y)			
*	$\psi = \arctan\dfrac{y}{x} + \arccos\dfrac{x^2 + y^2 + l_1^2 - l_2^2}{2\, l_1 \sqrt{x^2 + y^2}}$	$\psi = \arctan\dfrac{y}{x} + \arccos\dfrac{e_1 + e_2}{\sqrt{x^2 + y^2}}$	$s = x + \sqrt{l_2^2 - (y - e_1)^2}$	$s = x + \dfrac{e_2}{\sin\varepsilon} - \dfrac{y}{\tan\varepsilon}$
Δ	$x^2 + y^2 \lesseqgtr (l_1 \pm l_2)^2$	$x^2 + y^2 \geq (e_1 + e_2)^2$	$e_1 - l_2 \leq y \leq e_1 + l_2$	——

* Übertragungsfunktion $\psi = \psi(x, y)$ bzw. $s = s(x, y)$
Δ Grenzwerte für x und y

3. Synthese getriebetechnischer Funktionen

Die aufgestellten Lösungskataloge gestatten eine systematische Kombination der Funktionsträger und damit der getriebetechnischen Teilfunktionen. So lassen sich z. B. aus dem Katalog „relative und absolute Bewegungen überlagern", Tafel 2, die Umlaufrädergetriebe AA und IA zusammenfügen, indem man die beiden Umlaufräder bei gleichem Steg 1 starr miteinander verbindet, **Tafel 6** (Spalte 2: Bauform AA/IA). In diesem Fall können auch formelmäßig die Übertragungsfunktionen der beiden Teilgetriebe leicht zur Übertragungsfunktion des fünfgliedrigen Gesamtgetriebes überlagert werden. Bezeichnet man das Bezugsglied mit 5, beim Umlaufrädergetriebe AA das Umlaufrad mit 2′ und das Mittelrad mit 3, beim Umlaufrädergetriebe IA das Umlaufrad mit 2″ und das Mittelrad mit 4, so läßt sich formulieren

$$\omega_{35} = \omega_{15} - \frac{r_{2'}}{r_3}\,\omega_{2'1}, \qquad \omega_{45} = \omega_{15} + \frac{r_{2''}}{r_4}\,\omega_{2''1}.$$

Mit der Verknüpfungsbedingung $\omega_{2'1} = \omega_{2''1}$ ergibt sich daraus für das kombinierte fünfgliedrige Umlaufrädergetriebe AA/IA die Übertragungsfunktion zu

$$\omega_{15} = \lambda_1\,\omega_{35} + \lambda_2\,\omega_{45} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (2).$$

Die Koeffizienten λ_1 und λ_2 lassen sich aus den Halbmesserverhältnissen berechnen, Tafel 6. Unter der Bedingung $r_{2'}/r_3 = r_{2''}/r_4$ erhält man reine Summengetriebe mit $\lambda_1 = \lambda_2 = 1/2$.

Da in Gl. (2) nur Winkelgeschwindigkeiten gegenüber dem Bezugsglied 5 vorkommen, erfüllt das Umlaufrädergetriebe die getriebetechnische Gesamtfunktion „absolute Drehbewegungen überlagern".

Zur Überlagerung zweier Schubbewegungen gegenüber dem Bezugsglied 5 kann das kombinierte fünfgliedrige Umlaufgetriebe AZ/AZ, Tafel 6, Spalte 5, mit der Übertragungsfunktion

$$\Delta s_{15} = \lambda_1\,\Delta s_{35} + \lambda_2\,\Delta s_{45} \ \text{bzw.}\ v_{15} = \lambda_1\,v_{35} + \lambda_2\,v_{45}$$

herangezogen werden. Für $r_{2'} = r_{2''}$ gewinnt man wegen $\lambda_1 = \lambda_2 = 1/2$ auch hierbei ein reines Summengetriebe, das für den Sonderfall $\Delta s_{45} = 0$ bzw. $v_{45} = 0$ als Hubverdoppler ($\Delta s_{35} = 2\,\Delta s_{15}$) bekannt ist.

In Tafel 6 sind weitere Lösungsvarianten für die verallgemeinerte getriebetechnische Funktion „absolute Bewegungen überlagern" angeführt.

Das Beispiel des Dreiräderkurbelgetriebes nach Bild 1 zeigte bereits, daß sich die Relativbewegungen der Glieder eines Kurbelgetriebes durch Umlaufrädergetriebe zur Herleitung spezieller Abtriebsbewegungen überlagern lassen.

Die Kombination einer nichtversetzten umlaufenden Kurbelschleife, Tafel 1, Spalte 6, und eines Rädergetriebes vom Typ IA, Tafel 2, Spalte 3, zeigt **Bild 5**; Kurbel und Steg bilden ein gemeinsames Antriebsglied 1 mit der Länge $l_1 = A_0A$, und die Koppel ist mit dem Umlaufrad (Halbmesser $r_2 = \overline{AB}$) zu einem Glied 2 fest verbunden. Der Halbmesser $r_5 = A_0\overline{B}$ des Mittelrades 5 sei zunächst von der Länge $l_4 = A_0B_0$ des Gestells 0;4 verschieden. Die Beziehung zwischen den Winkelgeschwindigkeiten der Glieder 1, 2 und 5 des Umlaufrädergetriebes kann analog aus Tafel 2 entnommen werden:

$$\omega_{50} = \omega_{10} + \frac{r_2}{r_5}\,\omega_{21} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (3).$$

Da das Umlaufrad 2′ mit der Koppel 2 der Kurbelschleife fest verbunden ist, gilt mit dem Schleifenwinkel $\overline{\psi}_S = \sphericalangle A_0AB_0$ für die Relativwinkelgeschwindigkeit $\omega_{21} = \dfrac{d\overline{\psi}_S}{dt}$.

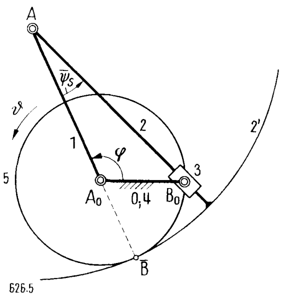


Bild 5. Räderkurbelgetriebe als Umlaufrastgetriebe.

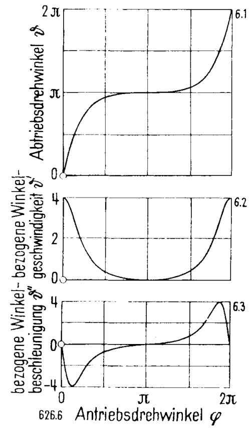
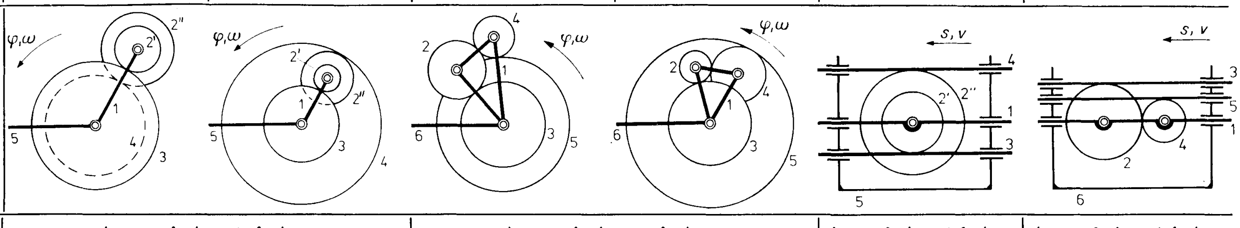


Bild 6. Übertragungsfunktionen des Getriebes nach Bild 5. Umlaufende Drehbewegung mit genäherter Rast

Tafel 6. Lösungskatalog für die getriebetechnische Funktion „absolute Bewegungen überlagern".

	absolute Bewegungen überlagern					
	nur Drehbewegungen				nur Schubbewegungen	
	5 Glieder		6 Glieder		5 Glieder	6 Glieder
	AA/AA	AA/IA	AA/AA	AA/IA	AZ/AZ	AZ/AZ
						
	$\Delta\varphi_{15} = \lambda_1\,\Delta\varphi_{35} + \lambda_2\,\Delta\varphi_{45}$		$\Delta\varphi_{16} = \lambda_1\,\Delta\varphi_{36} + \lambda_2\,\Delta\varphi_{56}$		$\Delta s_{15} = \lambda_1\Delta s_{35} + \lambda_2\Delta s_{45}$	$\Delta s_{16} = \lambda_1\Delta s_{36} + \lambda_2\Delta s_{56}$
	$\omega_{15} = \lambda_1\omega_{35} + \lambda_2\omega_{45}$		$\omega_{16} = \lambda_1\,\omega_{36} + \lambda_2\,\omega_{56}$		$v_{15} = \lambda_1 v_{35} + \lambda_2 v_{45}$	$v_{16} = \lambda_1 v_{36} + \lambda_2 v_{56}$
	$\lambda_1 = \frac{r_{2''} r_3}{r_{2''} r_3 - r_{2'} r_4}$ $\lambda_2 = -\frac{r_{2'} r_4}{r_{2''} r_3 - r_{2'} r_4}$	$\lambda_1 = \frac{r_{2''} r_3}{r_{2''} r_3 + r_{2'} r_4}$ $\lambda_2 = \frac{r_{2'} r_4}{r_{2''} r_3 + r_{2'} r_4}$	$\lambda_1 = \frac{r_3}{r_3 + r_5}$ $\lambda_2 = \frac{r_5}{r_3 + r_5}$	$\lambda_1 = -\frac{r_3}{r_5 - r_3}$ $\lambda_2 = \frac{r_5}{r_5 - r_3}$	$\lambda_1 = \frac{r_{2''}}{r_{2'} + r_{2''}}$ $\lambda_2 = \frac{r_{2'}}{r_{2'} + r_{2''}}$	$\lambda_1 = \lambda_2 = 1/2$
	— —	für $r_{2'}/r_3 = r_{2''}/r_4$: $\lambda_1 = \lambda_2 = 1/2$	für $r_3 = r_5$: $\lambda_1 = \lambda_2 = 1/2$	— —	für $r_{2'} = r_{2''}$: $\lambda_1 = \lambda_2 = 1/2$	stets $\lambda_1 = \lambda_2 = 1/2$

Bezeichnet man den Antriebswinkel der Kurbel bzw. des Steges 1 mit $\varphi = \sphericalangle B_0A_0A$ und den Abtriebswinkel des Mittelrades 5 mit ϑ, so erhält man wegen $\omega_{10} = \mathrm{d}\varphi/\mathrm{d}t$ und $\omega_{50} = \mathrm{d}\vartheta/\mathrm{d}t$ aus Gl. (3) die Winkelgeschwindigkeit $\dot{\vartheta}$ zu

$$\dot{\vartheta} = \frac{\mathrm{d}\vartheta}{\mathrm{d}t} = \frac{\mathrm{d}\varphi}{\mathrm{d}t} + \frac{r_2}{r_5}\frac{\mathrm{d}\overline{\psi}_s}{\mathrm{d}t} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (4).$$

Die Integration von Gl. (4) liefert den Abtriebsdrehwinkel ϑ zu

$$\vartheta = \varphi + \frac{r_2}{r_5}\overline{\psi}_s \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (5),$$

wobei die Integrationskonstante gleich null gesetzt wurde (Voraussetzung: für $\varphi = 0$ sei $\overline{\psi}_s = 0$ und $\vartheta = 0$). Das Umlaufrädergetriebe ermöglicht es also, die umlaufende Kurbeldrehung und die schwingende Relativdrehung zwischen Kurbel und Koppel der Kurbelschleife unter Berücksichtigung des Halbmesserverhältnisses der Räder zu überlagern.

Es soll nun untersucht werden, ob die getriebetechnische Funktion „umlaufende Drehbewegung mit genäherter Rast erzeugen" bei gleichförmiger Antriebsbewegung durch das Räderkurbelgetriebe verwirklicht werden kann. Die allgemeinen Bedingungen dafür lauten

$$\vartheta' = \mathrm{d}\vartheta/\mathrm{d}\varphi = 0 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (6a),$$

$$\vartheta'' = \mathrm{d}^2\vartheta/\mathrm{d}\varphi^2 = 0 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (6b).$$

Aus Gl. (5) folgt durch Differenzieren das Übersetzungsverhältnis $i = \omega_{50}/\omega_{10}$ zu

$$i = \vartheta' = \mathrm{d}\vartheta/\mathrm{d}\varphi = 1 + \frac{r_2}{r_5}\frac{\mathrm{d}\overline{\psi}_s}{\mathrm{d}\varphi} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (7)$$

und die bezogene Winkelbeschleunigung $j = \alpha_{50}/\omega_{10}^2$ zu

$$j = \vartheta'' = \mathrm{d}^2\vartheta/\mathrm{d}\varphi^2 = \frac{r_2}{r_5}\frac{\mathrm{d}^2\overline{\psi}_s}{\mathrm{d}\varphi^2} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (8).$$

Mit $\overline{\lambda} = l_4/l_1$ wird die 2. Ableitung des Schleifenwinkels nach dem Antriebswinkel

$$\overline{\psi}_s'' = \frac{\mathrm{d}^2\overline{\psi}_s}{\mathrm{d}\varphi^2} = -\frac{\overline{\lambda}\,(1-\overline{\lambda}^2)\sin\varphi}{(1+\overline{\lambda}^2-2\,\overline{\lambda}\cos\varphi)^2}$$

für $\varphi = 0; \pi$ zu null; dasselbe gilt nach Gl. (8) auch für die bezogene Abtriebs-Winkelbeschleunigung ϑ''. Es zeigt sich, daß im vorliegenden Fall für $\varphi = \pi$ auch die bezogene Winkelgeschwindigkeit $\vartheta' = 0$ gemacht werden kann, wenn $r_5 = l_4$ und damit $r_2 = l_1 + l_4$ gesetzt wird [7]. Der Halbmesser r_5 des Mittelrades 5 muß also gleich der Gestellänge l_4 gewählt werden, um bei gleichförmiger Antriebskurbeldrehung eine umlaufende Drehung mit Rast des Abtriebsrades 5 zu erreichen, **Bild 6.** Für $r_5 < l_4$ ergibt sich ein Pilgerschritt in der umlaufenden Abtriebsdrehung des Mittelrades 5.

Es wird im folgenden die Frage behandelt, wie durch ein Räderkurbelgetriebe die getriebetechnische Funktion „schwingende Schubbewegung mit genäherter Rast in zwei Endlagen erzeugen" bei gleichförmiger Antriebsdrehung erfüllt werden kann. Geht man von einer Bahnkurve (die noch näher zu bestimmen ist) aus, so bietet der Katalog „Bahnkurve in spezielle Bewegung umformen", Tafel 5, in der dritten und vierten Spalte zwei Teillösungen an, von denen die Baugruppe Koppel-Kreuzschieber gewählt werden soll. Für den häufig verwendeten rechtwinkligen Kreuzschieber ($\varepsilon_1 = 90°$) lauten die Bewegungsfunktionen in Abhängigkeit von der Zeit t

$$s(t) = x(t) + e_2 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (9a),$$

$$\dot{s} \;= \mathrm{d}s/\mathrm{d}t \;= \dot{x} \quad \text{mit } \dot{x} = \mathrm{d}x/\mathrm{d}t \quad \ldots\ldots \quad (9b),$$

$$\ddot{s} \;= \mathrm{d}^2s/\mathrm{d}t^2 = \ddot{x} \quad \text{mit } \ddot{x} = \mathrm{d}^2x/\mathrm{d}t^2 \quad \ldots \quad (9c),$$

$$\dddot{s} \;= \mathrm{d}^3s/\mathrm{d}t^3 = \dddot{x} \quad \text{mit } \dddot{x} = \mathrm{d}^3x/\mathrm{d}t^3 \quad \ldots \quad (9d).$$

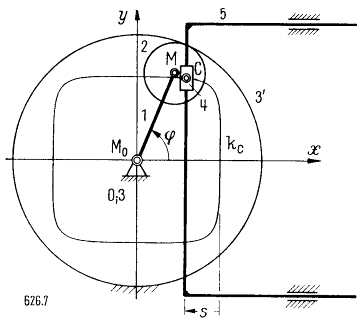
Bei einer geforderten vierpunktigen Rast [6] muß hier in den beiden Endlagen des Kreuzschiebers

$$\dot{s} = \ddot{s} = \dddot{s} = 0 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (10a)$$

bzw.

$$\dot{x} = \ddot{x} = \dddot{x} = 0 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (10b)$$

sein. Zur Verwirklichung dieser Forderung eignet sich eine Bahnkurve, die als äußere Begrenzung zwei wenigstens vierpunktig berührende Tangenten besitzt. Die Bahnkurve ist dann zum Kreuzschieber so anzuordnen, daß die Tangenten senkrecht zur Schubrichtung stehen. Wählt man als Bahnkurve eine Radlinie, so bietet sich ein Viereck mit abgerundeten Ecken an, das zum Beispiel durch ein Umlaufrädergetriebe AI mit dem Halbmesserverhältnis $r_0/r_2 = 4$ erzeugt werden kann, Tafel 3, Spalte 3 und Tafel 4. Auf dem Umlaufrad 2 ist der Punkt C so zu wählen, daß er in der Ausgangslage ($\varphi = 0$) den Abstand $c = -r_2/3$ vom Umlaufradmittelpunkt M (d. h. in Richtung des Mittelpunktes M_0 des feststehenden Mittelrades 3) besitzt. Der Punkt C durchläuft für $\varphi = 0;\ \frac{\pi}{2};\ \pi;\ \frac{3}{2}\pi$ je einen Flachpunkt seiner Bahnkurve k_C. **Bild 7** zeigt das zusammengebaute Räderkurbelgetriebe, bei dem in dem genannten Punkt C des Rädergetriebes die Baugruppe Koppel-Kreuzschieber angelenkt ist. Es läßt sich zeigen, daß die Bahnkurve k_C die Bedingungen entsprechend Gl. (10 b) und damit der Kreuzschieber die Rastbedingung entsprechend Gl. (10 a) für $\varphi = 0$ und $\varphi = \pi$ erfüllt. In **Bild 8** sind als Übertragungsfunktionen — jeweils bezogen auf die Steglänge r_1 — der Weg s des Kreuzschiebers, seine Geschwindigkeit s' sowie seine Beschleunigung s'' in Abhängigkeit vom Antriebswinkel φ aufgetragen.



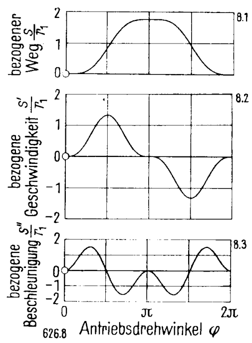
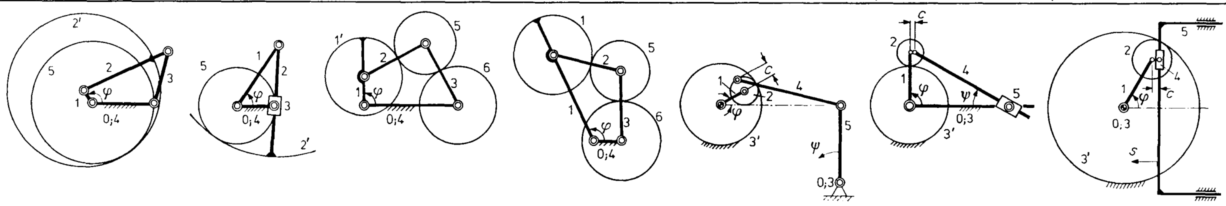


Bild 7. Räderkurbelgetriebe. **Bild 8.** Übertragungsfunktionen des Getriebes nach Bild 7.
Schubbewegung mit genäherter Rast in beiden Endlagen ($\varphi = 0;\ \pi$)

Die in den Bildern 1, 3, 5 und 7 dargestellten und bisher behandelten Getriebe sind in ihrem konstruktiven Aufbau sehr unterschiedlich, erfüllen aber bei Wahl geeigneter Abmessungen alle die getriebetechnischen Funktion „Bewegung mit genäherter Rast erzeugen". Sie sind deshalb zusammen mit drei anderen, hier nicht näher untersuchten Getrieben in einem entsprechenden Lösungskatalog für diese Aufgabe enthalten, **Tafel 7.** Bei gleichförmig umlaufender Bewegung des Antriebsgliedes gegenüber dem Gestell kann — wie im Gliederungsteil des Kataloges angegeben — das Abtriebsglied entweder eine umlaufende oder schwingende Bewegung mit einer Rast bzw. zwei Rasten ausführen. Im Lösungsteil des Kataloges sind Rastgetriebe skizziert und deren Teilgetriebe genannt, weil für die Gesamtgetriebe noch keine einheitlichen Bezeichnungen festgelegt sind. Der Informationsteil enthält die Maßbeziehungen, die aufgrund der Wahl der speziellen Teilgetriebe, allgemeiner Bedingungen (z. B. Umlauffähigkeit, gute Lauffähigkeit) und insbesondere der Rastbedingung einzuhalten sind. Es wird die Stellung des Antriebsgliedes angegeben, in der eine Rast in der Bewegung des Abtriebsgliedes auf-

Tafel 7. Lösungskatalog für die getriebetechnische Funktion „Bewegung mit genäherter Rast erzeugen“.

	Bewegung mit genäherter Rast erzeugen						
	gleichförmig umlaufende Bewegung des Antriebsgliedes relativ zum Gestell						
	umlaufende Bewegung des Abtriebsgliedes mit Rast				schwingende Abtriebsbewegung		
					Rast in einer Endlage	Rast in beiden Endlagen	
*	Kurbelschwinge, Rädergetriebe IA	Kurbelschleife, Rädergetriebe IA	Kurbelschwinge, Rädergetriebe AA, AA	Doppelkurbel, Rädergetriebe AA/AA	Koppel-Schwinge, Rädergetriebe AI	Koppel-Schleife, Rädergetriebe AA	Koppel-Kreuzschieber, Rädergetriebe AI
							
	Antriebsglied 1		Abtriebsglied 5 bzw. 6		Gestell 0;4 bzw. 0;3		
δ	$l_2^2 = l_3^2 + (l_1 + l_4)^2$ $r_5 = l_4; r_2 = l_1 + l_4$	$r_5 = l_4$ $r_2 = l_1 + l_4$	$l_3 = l_2;\ l_1^2 + l_4^2 = 2\,l_2^2$ $r_1 = \frac{l_1\,l_4}{l_2};\ r_6 = r_1;\ r_5 = l_2 - r_1$	$l_3 = l_2;\ l_1^2 + l_4^2 = 2\,l_2^2$ $r_1 = \frac{l_1\,l_4}{l_2};\ r_6 = r_1;\ r_5 = l_2 - r_1$	$r_0/r_3 = 3;\ c = r_2$ $l_4 = 8\,r_2$	$r_0/r_2 = 3:\ c/r_2 = 1/4$ $l_3 = 2{,}5\,r_0$	$r_0/r_2 = 4;\ c/r_2 = 1/3$
○	$\varphi_R = \pi$	$\varphi_R = \pi$	$\varphi_R = (3/2)\,\pi$	$\varphi_R = (3/2)\,\pi$	$\varphi_R = 0;\ \varphi_U = \pi$	$\varphi_{R1} = \pi/3;$ $\varphi_{R2} = 5\,\pi/3$	$\varphi_{R1} = 0;\ \varphi_{R2} = \pi$
□	$i_m = -l_1/l_4$	$i_m = 1;\ i_{max} = 2$ bei $\varphi = 0$	$i_m = 1;\ i_{max} = 2$ bei $\varphi = \pi/2$	$i_m = 1;\ i_{max} = 2$ bei $\varphi = \pi/2$	$\psi_H = 2 \arcsin (r_1/l_5)$	$\psi_H = \pi/3;\ i_{max} =$ 20/13 bei $\varphi = 0$	$s_H = 16\,r_1/9$ $i_{max} = v_{50max}/r_1\omega_{10} = 4/3$ bei $\varphi = \pi/2$
+	$r_5 > l_4$	$r_5 < l_4$	$r_1 < \frac{l_1\,l_4}{l_2}$	$r_1 < \frac{l_1\,l_4}{l_2}$	$c > r_2$	$c > r_2/4$	$c > r_2/3$

* Teilgetriebe
δ Maßbeziehungen
○ φ_R für Raststellung und φ_U für Umkehrlage bei schwingendem Abtrieb
□ Hub bei schwingendem Abtrieb; mittleres und maximales Übersetzungsverhältnis $i = \omega_{ab}/\omega_{an}$
\+ Maßänderung zur Erzeugung eines Pilgerschrittes am Abtrieb

tritt. Ferner sind dieWerte für das mittlere und maximale Übersetzungsverhältnis i_m bzw. i_{max} sowie bei schwingenden Abtriebsbewegungen der Hub angegeben. Ergänzend wird darauf hingewiesen, welche Maßänderungen nötig sind, um statt der Rast einen Pilgerschritt in der Abtriebsbewegung zu erhalten.

Jede Spalte des Lösungskataloges kann ergänzt werden durch Bewegungsdiagramme, wie sie zu den behandelten Getrieben angegeben sind, und weitere Daten, die für die Auswahl und Konstruktion der Getriebe von Bedeutung sein können. Es ist eine möglichst umfassende Information über jede Lösungsvariante anzustreben.

■ 4. Ausblick

Der Lösungskatalog in Tafel 7 für die getriebetechnische Funktion „Bewegung mit genäherter Rast erzeugen“, der hier stellvertretend für viele komplexe Aufgaben steht, ist noch recht unvollständig, denn trotz der vorausgesetzten Beschränkung auf ebene Räderkurbelgetriebe gibt es selbst in dieser Gruppe noch weitere Lösungsvarianten. Das hier dargestellte Prinzip, nach dem die getriebetechnische Funktion und nicht der konstruktive Getriebeaufbau das wesentliche Ordnungsmerkmal ist, fordert eine Erweiterung des Lösungskataloges auf andere ebene, auf sphärische und räumliche Getriebe [8; 9]. Darüber hinaus können und sollen nicht nur Getriebe mit festen, sondern auch solche mit hydraulischen, pneumatischen und elektrischen Elementen in die Betrachtung miteinbezogen werden. Je komplexer eine technische Funktion ist, um so aufwendiger ist es, für sie einen möglichst vollständigen Lösungskatalog zu schaffen. Die Kataloge erleichtern jedoch selbst diese Arbeit durch ihre erweiterungsfähige Gliederung und die systematische Ergänzung und Kombination bereits enthaltener Funktionsträger unter Beachtung geeigneter Verknüpfungsbedingungen. Einmal aufgestellte Lösungskataloge für getriebetechnische Teil- und Gesamtfunktionen ermöglichen eine zufallsunabhängige, rationelle Auswahl und Konstruktion von ungleichförmig übersetzenden Getrieben.

A 25626

Schrifttum

[1] *Beitz, W.*: Methoden zur Lösungsfindung für technische Funktionen. Konstruktion Bd. 24 (1972) Nr. 9, S. 371 bis 376, u. Nr. 10, S. 409/17.

[2] *Roth, K., H.-J. Franke* u. *R. Simonek*: Aufbau und Verwendung von Katalogen für das methodische Konstruieren. Konstruktion Bd. 24 (1972) Nr. 11, S. 449/58.

[3] N. N.: Wertanalyse — Begriffsbestimmungen und Beschreibung der Methode. VDI-Richtlinie Nr. 2801. Berlin, Köln: Beuth-Vertrieb 1970.

[4] N. N.: Wertanalyse. Idee — Methode — System. Düsseldorf: VDI-Verlag 1972.

[5] *Volmer, Johannes*: Die Konstruktion einfacher Räderkurbelgetriebe. Maschinenbautechnik Bd. 4 (1955) Nr. 11, S. 581/88.

[6] *Meyer zur Capellen, W.*: Zur Theorie der Bahnkurven-Rastgetriebe. Konstruktion Bd. 15 (1963) Nr. 10, S. 389/92.

[7] *Meyer zur Capellen, W.*: Umlaufrastgetriebe. Ind.-Anz. Bd. 83 (1961) Nr. 8, S. 103/08.

[8] *Meyer zur Capellen, W.*, u. *G. Dittrich*: Sphärische Umlaufrastgetriebe. Ind.-Anz. Bd. 84 (1962) Nr. 26, S. 471/77.

[9] *Dittrich, G.*: Vergleich von ebenen, sphärischen und räumlichen Getrieben. VDI-Berichte Nr. 140, S. 25/34. Düsseldorf: VDI-Verlag 1970.