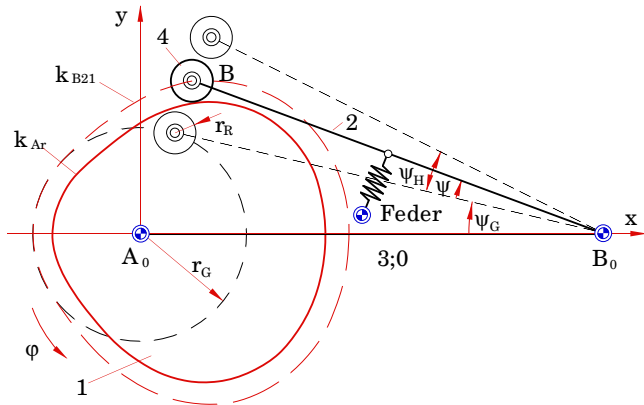


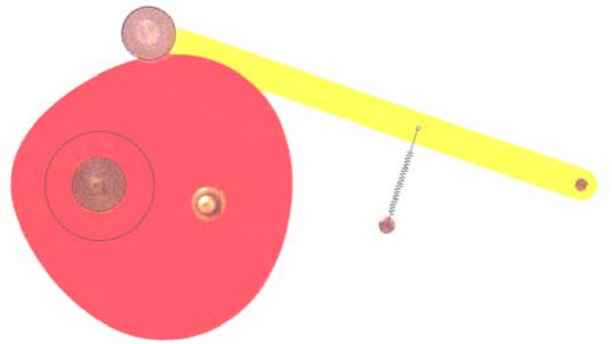
Kurvengetriebe mit Rollenhebel

400

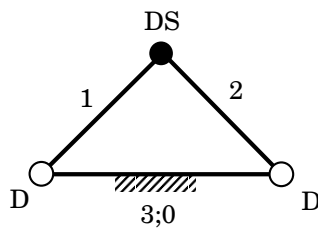
- Übertragungsgetriebe zur Umwandlung einer umlaufenden Drehung in eine schwingende Drehung
- Ebenes dreigliedriges Kurvengetriebe



a)



b)



c)

Bild 1. Kurvengetriebe mit Rollenhebel

- a) Kinematisches Schema
- b) Modellgetriebe
- c) Strukturbild

Symbole im Strukturbild:

D für Drehung **S** für Schiebung **W** für Schraubung (Windung)
Beispiel **D₂S**: Gelenk mit dem Freiheitsgrad 3; 2 Drehungen, 1 Schiebung

Antriebsgelenk; Abtriebsglied

Zugriffsmerkmale:

Anzahl der Antriebsgelenke: 1, davon 1 am Gestell
Anzahl der Abtriebsglieder: 1, davon 1 am Gestell
Anzahl der Glieder : 3, davon 3 binär
Anzahl der Gelenke : 3, davon 2 Drehgelenke (D),
und 1 Kurvgelenk (DS)

Abmessungen (in Längeneinheiten):

$\overline{A_0 B_0} \equiv l_3 = 174$; $\overline{B_0 B} \equiv l_2 = 166$;
 $r_G = 40,74$; $r_R = 8$;
 $\psi_G = 13,5^\circ$; $\psi_H = 13^\circ$.

Erläuterung:

Das in **Bild 1** dargestellte Modellgetriebe zeigt ein ebenes dreigliedriges Kurvengetriebe. Es besteht aus dem Kurvenglied 1 als Antriebsglied, dem Eingriffsglied 2 als Abtriebsglied und dem als Gestell ausgeführten Steg 3;0. Um das Gleiten im Kurvgelenk (Gleitwälgelenk) zwischen Kurven- und Eingriffsglied zu verringern bzw. zu beseitigen, ist eine Rolle als Zwischenglied 4 eingefügt. Das im Gestellpunkt B_0 drehbar gelagerte Eingriffsglied 2 wird deshalb als Rollenhebel bezeichnet. Der für die Bewegungsübertragung wesentliche Rollenmittelpunkt B bewegt sich relativ zu der im Gestellpunkt A_0 drehbar gelagerten umlaufenden Kurvenscheibe 1 auf der Führungskurve (Rollenmittelpunktsbahn) k_{B21} , während die Rolle mit der Arbeitskurve (Kurvenscheibenkontur) k_{Ar} in Kontakt ist. Der ständige Kontakt zwischen

Rolle und Arbeitskurve wird durch eine kraftschlüssige Zwanglaufsicherung mittels einer Feder erreicht.

Das vorliegende Kurvengetriebe ist als Übertragungsgetriebe zur Umwandlung einer umlaufenden Drehung in eine schwingende Drehung gemäß einer vorher festgelegten Übertragungsfunktion ausgelegt.

Auslegung des Kurvengetriebes

Ausgangspunkt für die Auslegung eines Kurvengetriebes ist nach der Richtlinie VDI 2143 der zu realisierende technologische Prozess einer Maschine. Die geforderte Bewegung des betrachteten Arbeitsorgans wird durch die Bewegung des Abtriebsgliedes des betreffenden Kurvengetriebes bewirkt. Diese Abtriebsbewegung wird in Abschnitte unterteilt, die durch bestimmte Zustände wie Rast, konstante Geschwindigkeit, Umkehrlagen und Bewegungsübergänge gekennzeichnet sind. Die mit Randbedingungen versehenen Anfangs- bzw. Endpunkte der einzelnen Bewegungsabschnitte werden dann als Stützstellen für den Bewegungsplan verwendet.

Für das vorliegende Modellgetriebe wurden zwei Rastbereiche für $140^\circ \leq \varphi \leq 160^\circ$ und für $300^\circ \leq \varphi \leq 360^\circ$ sowie zwei Übergangsbereiche für $0^\circ \leq \varphi \leq 140^\circ$ und für $160^\circ \leq \varphi \leq 300^\circ$ als Bewegungsabschnitte festgelegt, die zu dem in **Bild 2** dargestellten Datensatz und zu dem in **Bild 3** gezeigten Bewegungsplan führen.

Autor: Prof. Dr.-Ing. G. Dittrich

Vorveröffentlichung in [1] und Erstveröffentlichung im Internet am 30.05.2000

Antriebswinkel φ	Abtriebswinkel ψ	1.Randbedingung $\psi' = \frac{d\psi}{d\varphi}$	2.Randbedingung $\psi'' = \frac{d^2\psi}{d^2\varphi}$
0°	0°	0	0
140°	13°	0	0
160°	13°	0	0
300°	0°	0	0
360°	0°	0	0

Bild 2. Daten des Bewegungsplanes

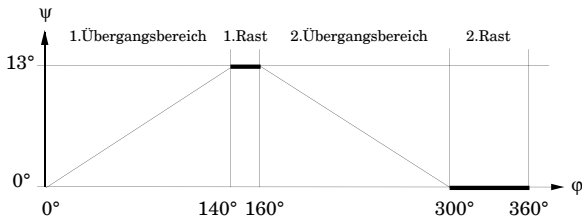


Bild 3. Bewegungsplan

Der Schwingwinkel zwischen den beiden Umkehrlagen des Rollenhebels beträgt dabei $\psi_H = 13^\circ$. Im vorliegenden Beispiel soll die Antriebsdrehrichtung mathematisch positiv und die Abtriebsdrehrichtung des Rollenhebels bei Bewegungsbeginn negativ sein.

Durch die Wahl von Bewegungsgesetzen für die Übergangsbereiche gemäß der in der Richtlinie VDI 2143 Bl.1 beschriebenen Vorgehensweise wird der Bewegungsplan zum Bewegungsdiagramm ergänzt, das bei der vorliegenden Getriebebauform den Zusammenhang zwischen dem Abtriebswinkel ψ und dem Antriebswinkel φ beschreibt und somit der Übertragungsfunktion 0. Ordnung entspricht.

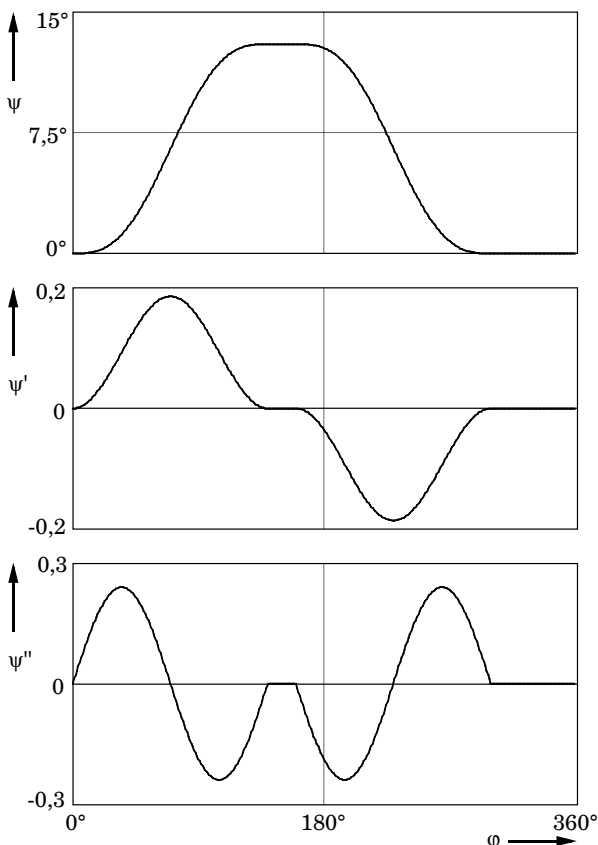


Bild 4. Übertragungsfunktionen 0. bis 2. Ordnung

Mit dem gewählten Bewegungsgesetz "geneigte Sinuslinie" für den 1. und 2. Übergangsbereich, wobei der jeweilige Wendepunkt in der Mitte des Übergangsbereiches liegen soll, ergeben sich die in **Bild 4** dargestellten Übertragungsfunktionen 0. bis 2. Ordnung.

Im nächsten Schritt erfolgt die Festlegung der kinematischen Hauptabmessungen, die in gewissen Grenzen frei wählbar sind. Legt man die Hebellänge $B_0B \equiv l_2$ fest, so erhält man unter Berücksichtigung eines minimalen Übertragungswinkels $\mu_{\min}$ (hier: $\mu_{\min} \leq 60^\circ$) mit dem Hodographenverfahren zwei zulässige Bereiche für den Kurvenscheibendrehpunkt A_0 . Mit der Hebellänge $l_2 = 166 \text{ mm}$ und der anschließenden Festlegung des Gestellpunktes A_0 ergeben sich die übrigen Hauptabmessungen des Kurvengetriebes:

$$\begin{aligned} \text{Gestelllänge } \overline{A_0B_0} \equiv l_3 &= 174,0 \text{ mm,} \\ \text{Grundkreisradius } r_G &= 40,7 \text{ mm,} \\ \text{Grundwinkel } \psi_G &= 13,5^\circ. \end{aligned}$$

Es liegt somit ein F-Kurvengetriebe vor, bei dem sich der Rollenmittelpunkt B beim Hubanstieg vom Kurvenscheibendrehpunkt A_0 wegbewegt.

Ermittlung der Kurvenscheibenkontur

Für die Ermittlung der Arbeitskurve der Kurvenscheibe und damit der Kurvenscheibenkontur sind zunächst die Rollenmittelpunktsbahn k_{B21} sowie der Verlauf des Krümmungsradius ρ_{B21} der Rollenmittelpunktsbahn zu berechnen. Hierzu sei auf die Richtlinie VDI 2142 Bl.1 und auf ein am Institut für Getriebetechnik und Maschinendynamik entwickelte Programmsystem verwiesen, mit dessen Hauptprogramm die Auslegung des Kurvengetriebes vorgenommen wurde. Die Berechnung liefert einen minimalen Krümmungsradius von $\rho_{B21\min} = 40,74 \text{ mm}$. Dieser minimale Krümmungsradius $\rho_{B21\min}$ findet bei der Festlegung des Radius r_R der Rolle 4 seine Anwendung. Zur Vermeidung einer Spitzenbildung oder eines Unterschnittes an der Arbeitskurve wird folgender Erfahrungswert empfohlen:

$$r_R \leq 0,7 \rho_{B21\min}$$

Für den Rollenradius konnte ein Wert von $r_R = 8 \text{ mm}$ gewählt werden. Die Kurvenscheibenkontur kann nun mit dem zuvor erwähnten Programmsystem berechnet werden. Ein Datensatz für eine NC-Werkzeugmaschine zur Fertigung der Kurvenscheibenkontur kann ebenfalls bereitgestellt werden.

Literatur:

- [1] Dittrich, G., Müller, J.: Kurvengetriebe mit Rollenhebel. Der Konstrukteur 26 (1995) Nr. 5, S. 45/46.
- [2] VDI-EKV (Hrsg.): Richtlinie VDI 2143, Blatt 1: Bewegungsgesetze für Kurvengetriebe, Theoretische Grundlagen. Düsseldorf: VDI-Verlag 1980.
- [3] VDI-EKV (Hrsg.): Richtlinie VDI 2143, Blatt 2: Bewegungsgesetze für Kurvengetriebe, Praktische Anwendung. Düsseldorf: VDI-Verlag 1987.
- [4] VDI-EKV (Hrsg.): Richtlinie VDI 2142, Blatt 1: Auslegung ebener Kurvengetriebe - Grundlagen, Profilberechnung und Konstruktion. Düsseldorf: VDI-Verlag 1994.
- [5] VDI-EKV (Hrsg.): Richtlinie VDI 2142, Blatt 2: Auslegung ebener Kurvengetriebe, Rechnerunterstützte Profilberechnung. Düsseldorf: VDI-Verlag 1994.
- [6] Dittrich, G.; Braune, R.: Getriebetechnik in Beispielen. 2. Auflage. München: Oldenbourg-Verlag, 1987.