

# HISTORY AND FUTURE OF THE IGM-MECHANISM COLLECTION

Burkhard Corves, Johannes Kloppenburg

Institut für Getriebetechnik und Maschinendynamik  
der RWTH Aachen



## Introduction



IGM Roots



Mechanism Collection



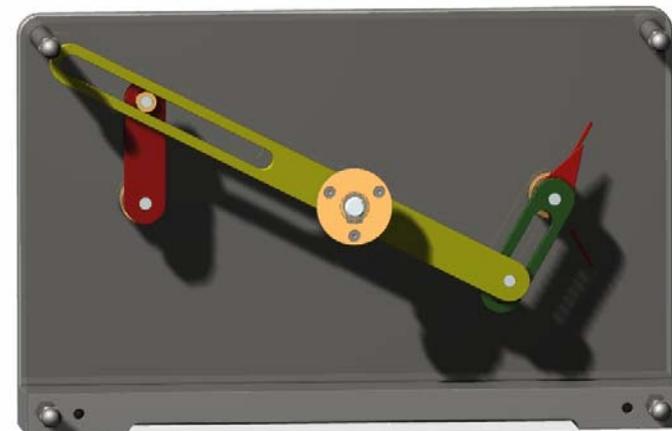
Mechanism  
Descriptions



Mechanism  
Encyclopedia



DMG-Lib



# Schubert Mechanisms at Dresden University



Introduction



IGM Roots



Mechanism Collection



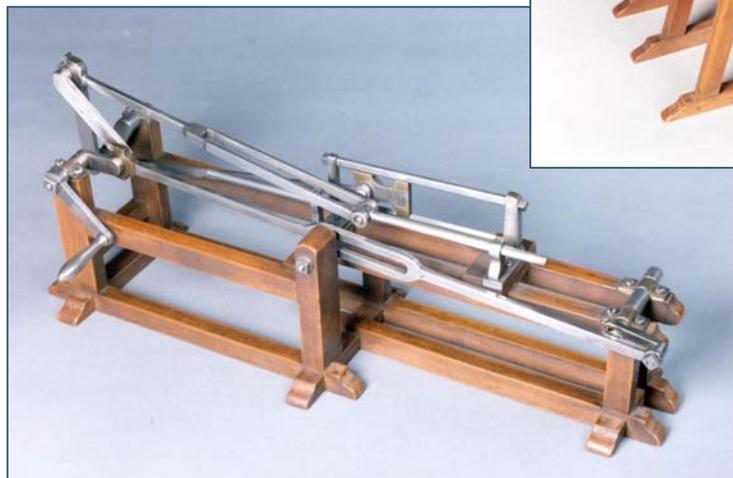
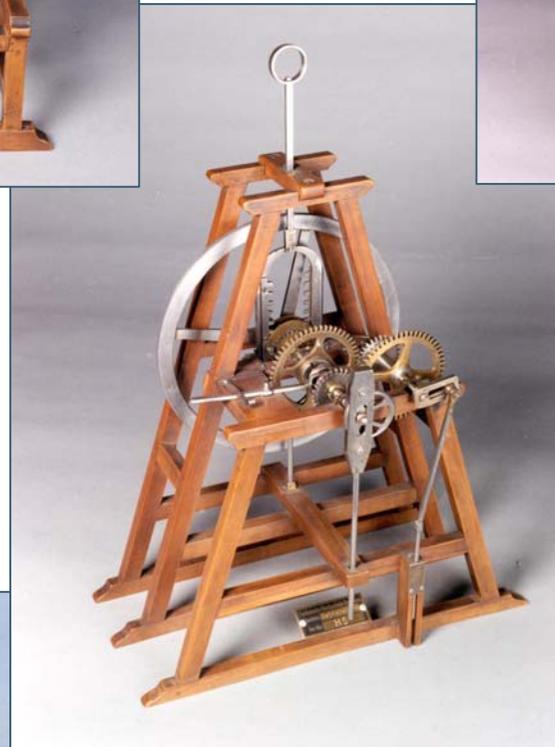
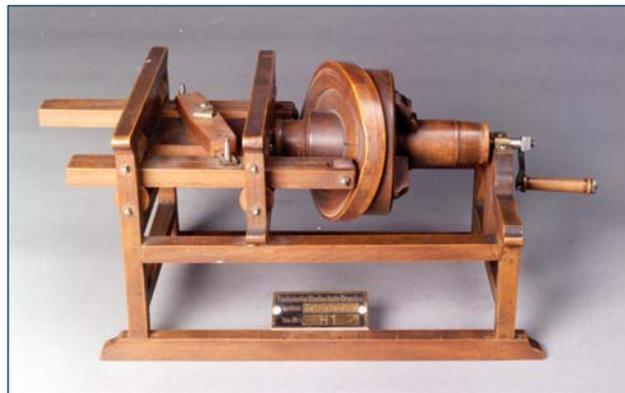
Mechanism  
Descriptions



Mechanism  
Encyclopedia



DMG-Lib



# Mechanism Collection at Dresden University



Introduction



IGM Roots



Mechanism Collection



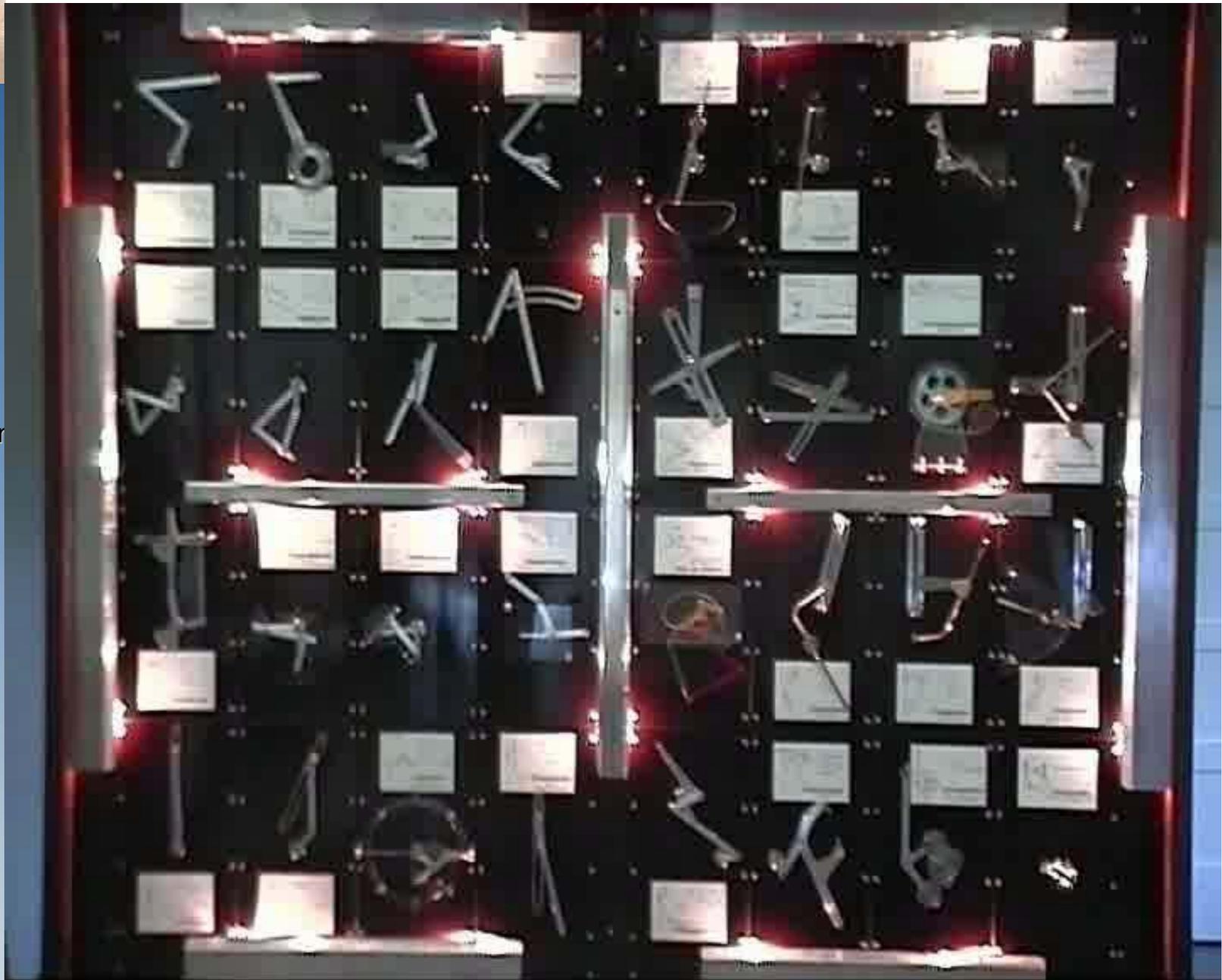
Mechanism  
Descriptions



Mechanism  
Encyclopedia



DMG-Lib



# Mechanism Collection at Cornell University



Introduction



IGM Roots



Mechanism Collection



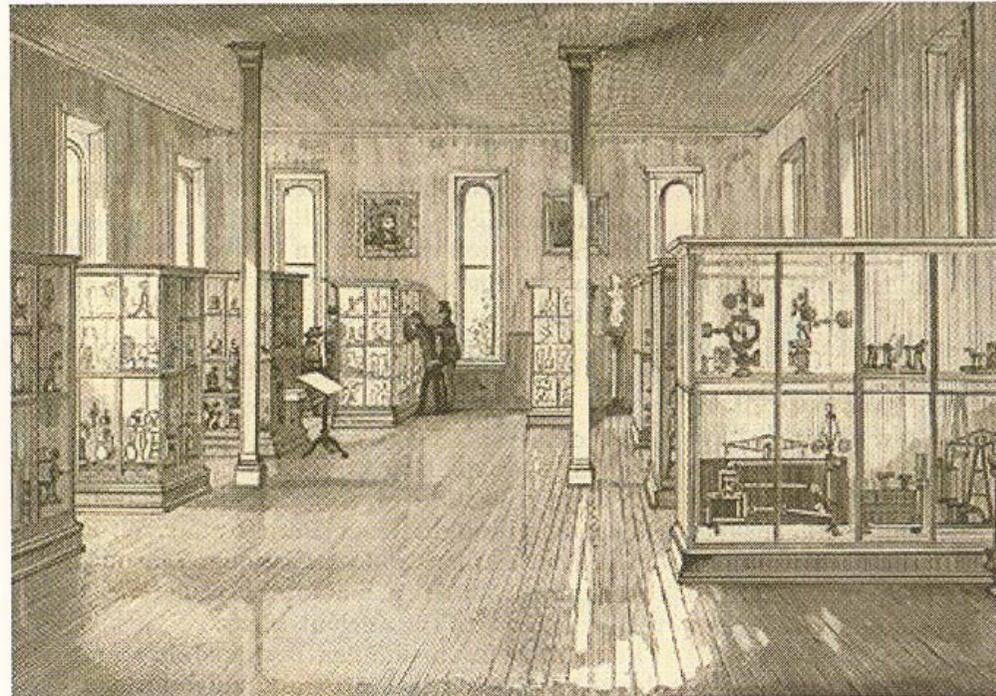
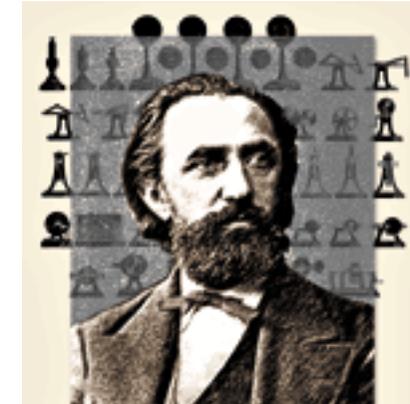
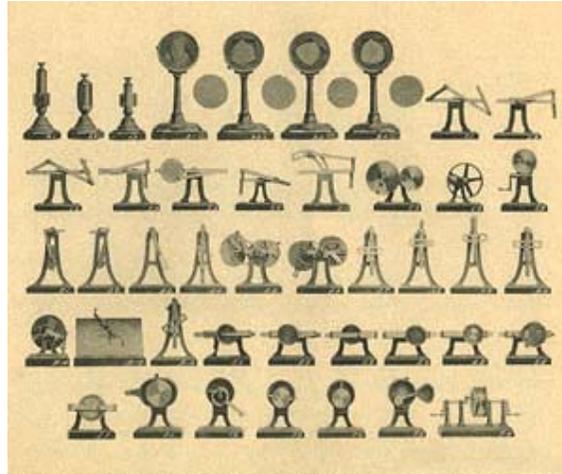
Mechanism Descriptions



Mechanism Encyclopedia



DMG-Lib





# Short History of IGM: Kurt Rauh

## Praktische Getriebelehre

Von

Dr.-Ing. K. Rauh

Privatdozent für Getriebelehre an der Technischen Hochschule  
Aachen

Erster Band

Mit 196 Textabbildungen  
und 19 mehrfarbigen Abbildungen  
auf 8 Tafeln



Berlin  
Verlag von Julius Springer  
1931

Introduction



IGM Roots



Mechanism Collection



Mechanism  
Descriptions



Mechanism  
Encyclopedia



DMG-Lib



# Mechanism Models als Coloured Pictures (I)

Introduction



IGM Roots



Mechanism Collection



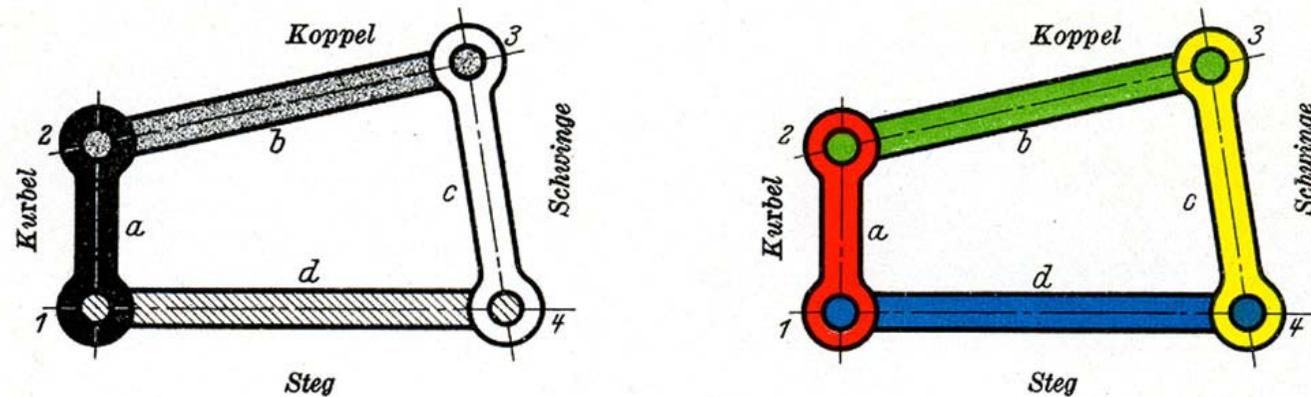
Mechanism Descriptions



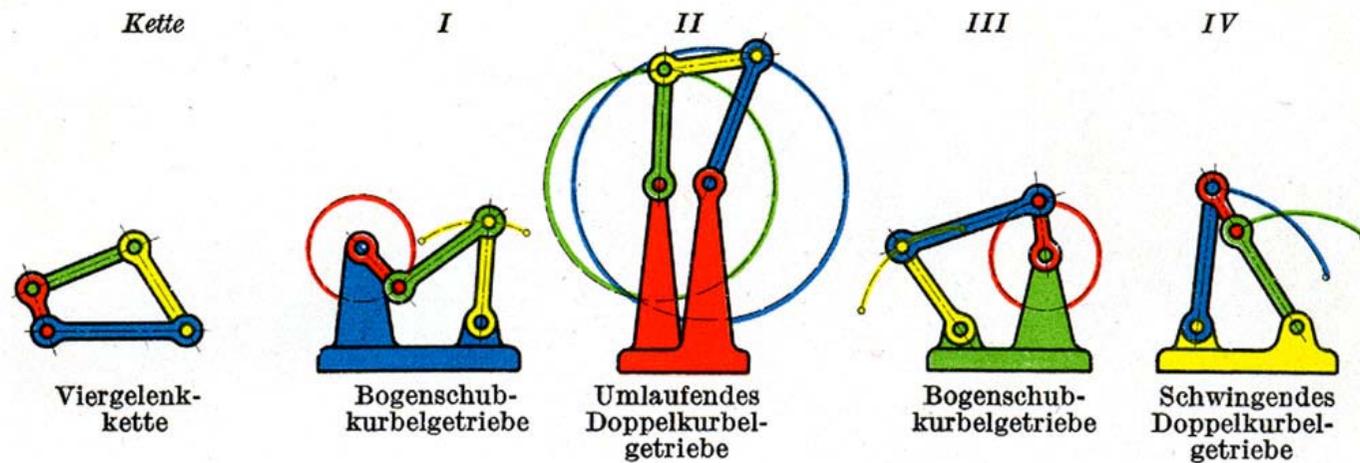
Mechanism Encyclopedia



DMG-Lib



V. Die Viergelenkkette.

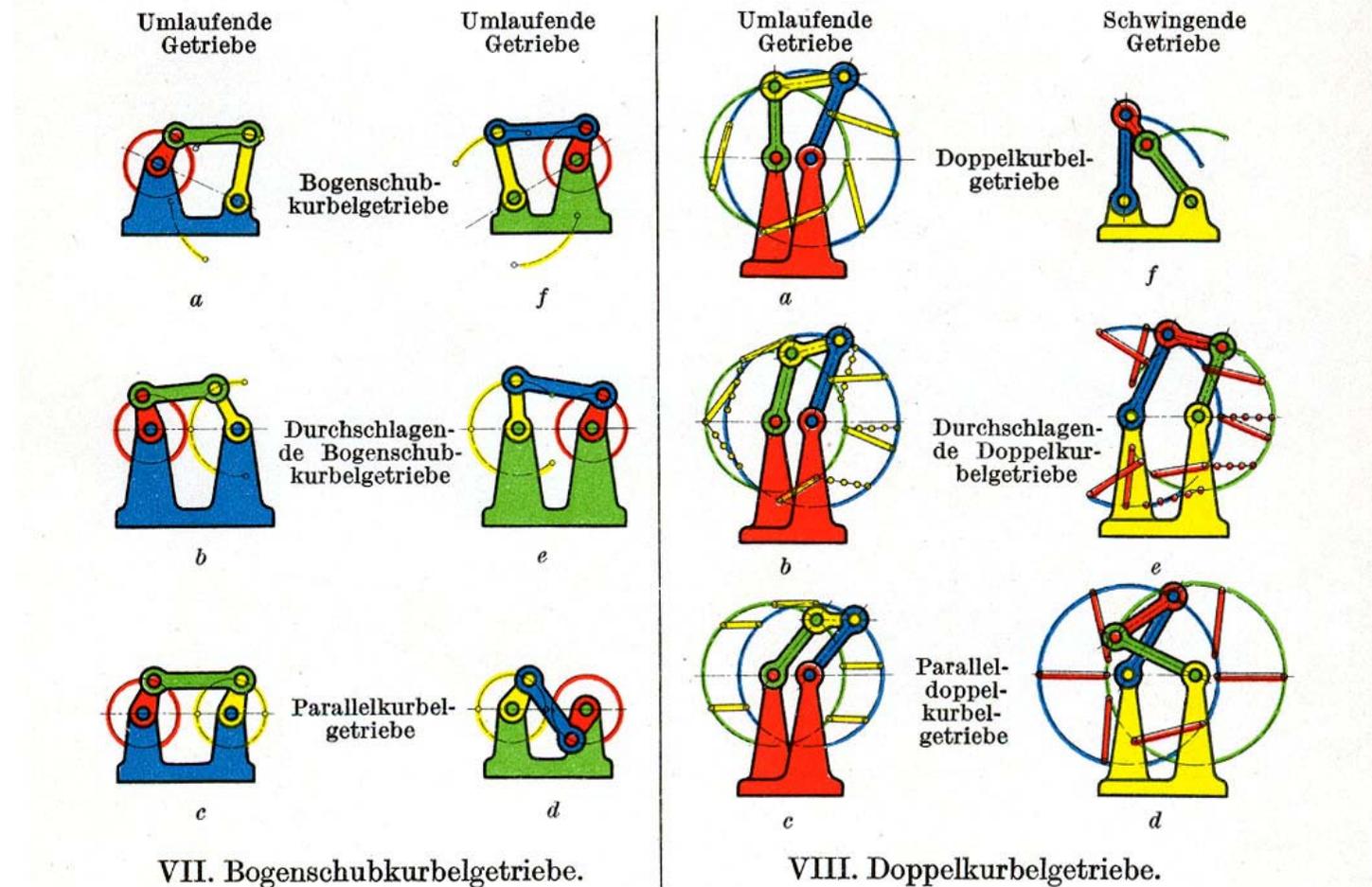
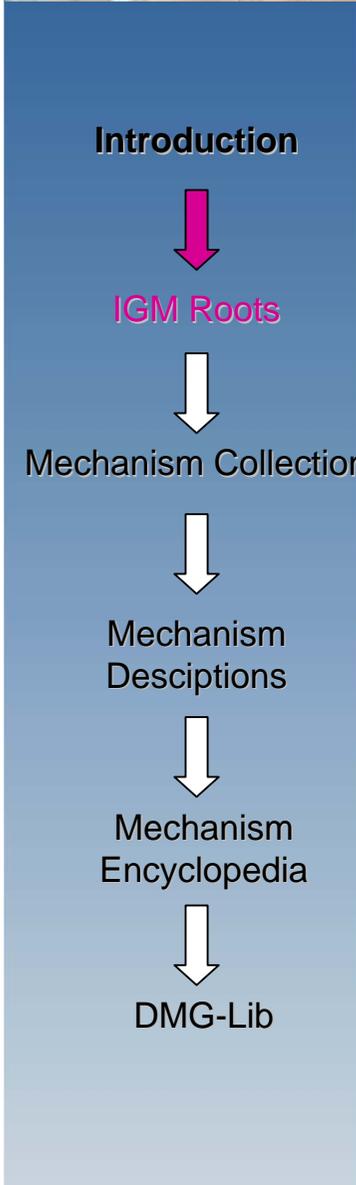


VI. Die Getriebe der Viergelenkkette.

[1] Rauh, K.: Praktische Getriebelehre. Erster Band. Berlin: Verlag von Julius Springer, 1931.



# Mechanism Models als Coloured Pictures (II)



[1] Rauh, K.: Praktische Getriebelehre. Erster Band. Berlin: Verlag von Julius Springer, 1931.

# Mechanism for Paddle-Wheel Steamer



Introduction



IGM Roots



Mechanism Collection



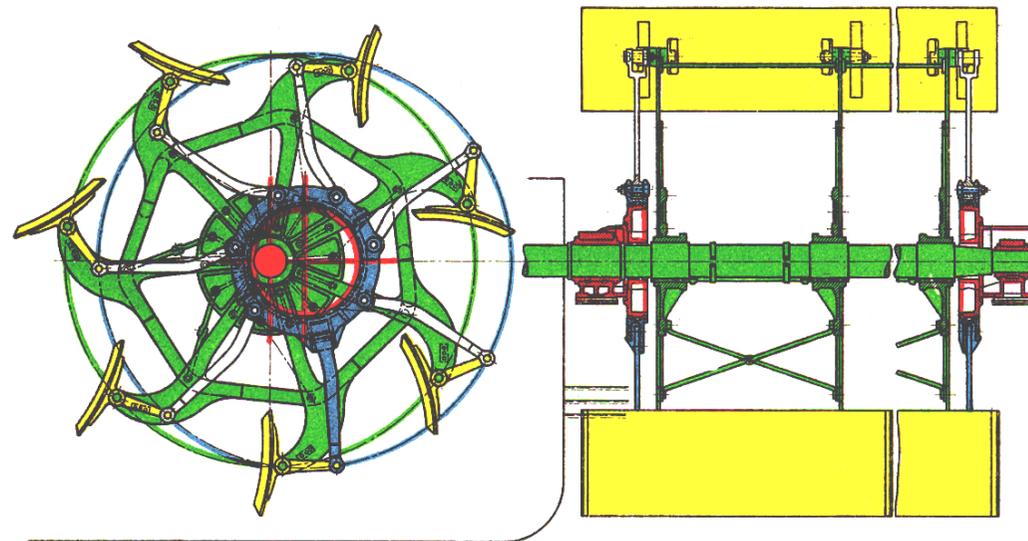
Mechanism Descriptions



Mechanism Encyclopedia



DMG-Lib



IV. Schaufelrad eines Radschleppdampfers (Doppelkurbelgetriebe u. Zapfenerweiterung)

[1] Rauh, K.: Praktische Getriebelehre. Erster Band. Berlin: Verlag von Julius Springer, 1931.



# Short History of IGM: Walther Meyer zur Capellen



Introduction



IGM Roots



Mechanism Collection



Mechanism  
Descriptions



Mechanism  
Encyclopedia



DMG-Lib

## MATHEMATISCHE INSTRUMENTE

VON

DR.-ING. W. MEYER ZUR CAPELLEN  
AACHEN

MIT 210 FIGUREN



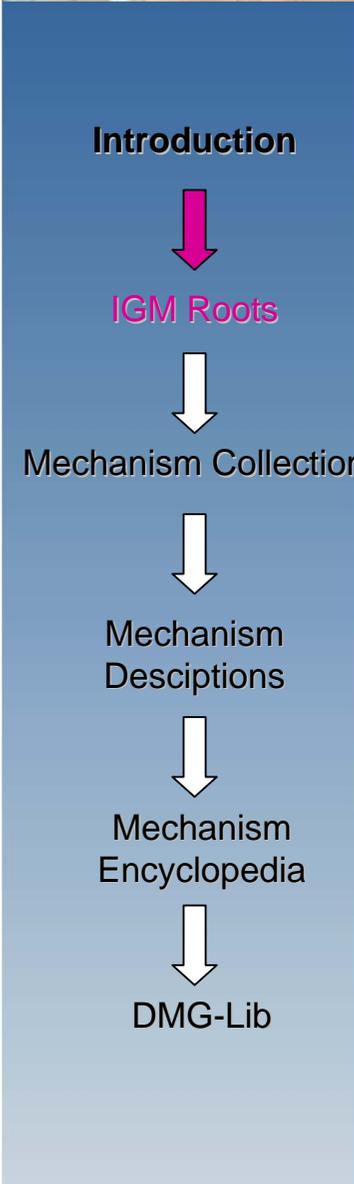
LEIPZIG 1941

AKADEMISCHE VERLAGSGESELLSCHAFT  
BECKER & ERLER KOM.-GES.

[2] Meyer zur Capellen, W.: Mathematische Instrumente. Leipzig: Akademische Verlagsanstalt Becker & Erler Kom.-Ges., 1941



# Engineers Handbook „Dubbel“



**Inhaltsverzeichnis**

**Erster Band**

Maßsysteme und Einheiten . . . . .

**Mathematik**

Abschnitte II bis VIII und X  
bearbeitet von Prof. Dr.-Ing. W. Meyer zur Capellen, Aachen

I. Tafeln (bearbeitet von Dr.-Ing. A. Leitner, Berlin) . . . . .

A. Tafeln der Potenzen, Wurzeln, natürlichen Logarithmen, K  
umfänge und -inhalte . . . . .

B. Tafel der 4stelligen Mantissen der Briggschen Logarithmen  
100 bis 999 . . . . .

C. Tafel der Kreisfunktionen . . . . .

D. Bogenlängen, Bogenhöhen, Sehnenlängen und Kreisabschnitte  
den Halbmesser  $r = 1$  . . . . .

E. Tafel der Hyperbelfunktionen . . . . .

F.  $e^x$  und  $e^{-x}$  für  $x = 0$  bis  $x = 7$  . . . . .

G. Primzahlen bzw. Faktoren der Zahlen 1 bis 1000 . . . . .

H. Evolventenfunktion  $ev \alpha = \tan \alpha - \arcc \alpha$  . . . . .

J. Wichtige Zahlenwerte und ihre Briggschen Logarithmen . . . . .

II. Arithmetik und Algebra . . . . .

A. Potenz-, Wurzel- und Logarithmenrechnung . . . . .

1. Potenzrechnung . . . . .

2. Wurzelrechnung . . . . .

3. Logarithmenrechnung . . . . .

B. Zahlensysteme . . . . .

1. Reelle Zahlen . . . . .

2. Imaginäre und komplexe Zahlen . . . . .

C. Kombinationslehre . . . . .

D. Determinanten . . . . .

E. Gleichungen . . . . .

1. Algebraische Gleichungen . . . . .

2. Transzendente Gleichungen . . . . .

3. Näherungsverfahren . . . . .

4. Transformationen . . . . .

F. Reihen . . . . .

1. Endliche Reihen . . . . .

2. Unendliche Reihen . . . . .

3. Entwicklung der Funktionen in Potenzreihen . . . . .

4. Zusammenstellung der wichtigsten Potenzreihen . . . . .

5. Anwendungen . . . . .

III. Funktionenlehre . . . . .

A. Algebraische Funktionen . . . . .

1. Rationale Funktionen . . . . .

2. Irrationale Funktionen . . . . .

**II. Dynamik**

Bearbeitet von Prof. Dr.-Ing. W. Meyer zur Capellen, Aachen

**Festigkeitslehre**

Bearbeitet von Prof. Dr.-Ing. W. Meyer zur Capellen, Aachen

*Literatur:* 1. *Biezeno, C. B.*, u. *R. Grammel*: Technische Dynamik. 2. Aufl. Berlin: Springer 1953. — 2. *Föppel, L.*: Drang und Zwang. 3. Aufl. Bd. I 1944, Bd. II 1944, Bd. III 1947. München-Berlin: Oldenbourg. — 3. *Hänchen, R.*: Neue Festigkeitsberechnung für den Maschinenbau. 2. Aufl. München: Hanser 1960. — 4. *Neuere Festigkeitsprobleme des Ingenieurs*. Hrsg. von *K. Marguerre*. Berlin: Springer 1950. — 5. *Neuber, H.*: Kerbspannungslehre, Grundlagen für genaue Spannungsrechnungen. 2. Aufl. Berlin: Springer 1958. — 6. *Pöschl, Th.*: Elementare Festigkeitslehre, 2. Aufl. Berlin: Springer 1952. — 7. *Schapitz, E.*: Festigkeitslehre für den Leichtbau. 2. Aufl. Düsseldorf: VDI-Verlag 1963. — 8. *Schultz-Grunow, F.*: Einführung in die Festigkeitslehre. Düsseldorf: Werner 1949. — 9. *Szabó, J.*: Einführung in die technische Mechanik. 7. Aufl. Berlin: Springer 1966. — 10. *Thum, A.*, *C. Petersen* u. *O. Svenson*: Verformung, Spannung, Kerbwirkung. Düsseldorf: VDI-Verlag 1960.

In Anlehnung an DIN 1350 wurden die folgenden Bezeichnungen gewählt:

$\sigma$	Normalspannung, $\tau$ Schubspannung, $p$ Flächenpressung (Kraft/Fläche),
$\sigma_{zul}$	zulässige Normalspannung, $\tau_{zul}$ zulässige Schubspannung,
$\sigma_P$	Spannung an der Proportionalitätsgrenze,
$\sigma_E$	Spannung an der Elastizitätsgrenze,
$\sigma_F$	( $=\sigma_S$ ) Spannung an der Fließgrenze (Streckgrenze, bei Druck Quetschgrenze),
$\sigma_B$	statische Festigkeit, $\sigma_K$ Knickspannung,
$\sigma_D$	Dauerfestigkeit, $\sigma_{Sch}$ Schwellfestigkeit (früher Ursprungsfestigkeit $\sigma_U$ ),
$\sigma_W$	Wechselfestigkeit, $\nu$ Sicherheit.

Indizes für Beanspruchungsart:

$z$	Zug,	$t$	Drehung (Torsion),
$d$	Druck,	$s$	Schub ( $\tau_s = cQ/S$ ),
$b$	Biegung,	$a$	Abscheren ( $\tau_a = Q/S$ bei Annahme gleichförmiger Verteilung der Schubspannungen).
$k$	Knickung,		

Die Indizes brauchen nur gesetzt zu werden, wenn aus dem Zusammenhang nicht ohne weiteres die Art der Beanspruchung ersichtlich ist.

$K$  Eulersche Knickkraft,  $\alpha = 1/E = \text{Dehnzahl}$ ,  
 $\lambda$  Schlankheitsgrad  $= s_K/i = \text{Knicklänge/Trägheitshalbmesser}$ ,  $\beta = 1/G = \text{Schubzahl}$ ,  
 $M$  Moment (Indizes  $b$  und  $t$  nur nach Bedarf),  
 $E$  Elastizitätsmodul (Elastizitätsmaß),  
 $G$  Gleitmodul,  
 $\mu$  Querszahl (ohne Vorzeichen)  $= \epsilon_q/\epsilon = \text{Querkürzung/Längsdehnung (Poisson'sche Konstante)}$ ,  
 $m = \epsilon/\epsilon_q = 1/\mu$  Reziprokwert der Querszahl.

**I. Allgemeines**

**A. Spannung und Formänderung**

**1. Normal- und Schubspannung**

Wird ein elastischer Körper durch äußere Kräfte beansprucht, so werden in jeder Schnittebene Kräfte hervorgerufen; der auf die Flächeneinheit des noch nicht verformten Querschnitts entfallende Anteil heißt Spannung; Spannung = Kraft  $F$ /Fläche  $S$ .

r 1953. — 2. *Ders.*: Kinematisch-getriebene Mechanik. Ebenda 1963. — 1953. — 6. *Falk, S.*: Mechanik. Bd. VI. Die Schwingungen. Hrsg. von *S. Franke, R.*: Vom Bau der Mechanik. Berlin: Springer 1963.

gebung bezogen  
g befindet.

es  
in gleichen Zeiten  
teinheit zurück-  
Anfangspunkt der

ebaut ist. Diese sind  
system  
sec

lt, Bild 1a; ihre  
eschwindigkeit  $v$ .  
zustellende Größe in  
lesen immer so aus,  
ngibt, also:

$n_0$  m/sec usw.  
 $\tan \alpha \cdot m_0/m_1$  ist.  
rch eine zur Zeit-  
und der bis zur  
l der schraffierten

$m_1$  m.  
ändert sich die  
g der Geschwin-  
gung.  
hleunigung  $a$  un-

und Weg  $s$

[3] Meyer zur Capellen, W.: Beiträge zu Mathematik, Dynamik und Festigkeitslehre in: Dubbel Taschenbuch für den Maschinenbau. 13. Aufl. Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, 1974

# Mechanism Models from MZC: Quadrangular Hypocycloid

## Erzeugung des n-Ecks mit abgerundeten Ecken

Von Dr.-Ing. W. MEYER ZUR CAPELLEN VDI, Aachen

Der Verfasser zeigt, wie mit Hilfe der theoretischen Grundlagen über die Kreispunktkurve und den auf ihr liegenden Rollseben Punkt für die zyklische Bewegung die Lage des erzeugenden Punktes zu wählen ist, damit dieser ein n-Eck mit abgerundeten Ecken beschreibt. Dabei wird gleichzeitig auf die Krümmungsverhältnisse in den Ecken, auf beachtenswerte Sonderfälle und auf eine angenäherte Geradföhrung eingegangen.

Polbahnen zeigt, dass  $\delta' = \frac{d\delta}{ds} = \frac{1}{D}$ , wenn  $D$  der Durchmesser des Wendekreises ist. Für diesen folgt aus der Euler-Savaryschen Gleichung mit  $R_0$  und  $R$  als den Halbmessern der hier kreisförmigen Polbahnen  $K_r$  und  $K_p$ ,  $D = \frac{R_0 - R}{R R_0}$ , d. h.  $\delta'' = 0$ . Da ferner  $R_0 dr = ds$  sein

### Allgemeines

Bei der werkstattmäßigen Herstellung der Pfeilverzahnung<sup>1)</sup> wird bekanntlich der Fräser auf einer Zykloide geföhrt, die die Gestalt eines Viereckes mit abgerundeten Ecken hat (vgl. Abb. 1). Da diese zyklische Kurve nur den Sonderfall eines allgemeineren Problems darstellt, das zugleich die Nützlichkeit einiger kinematischer Grundsätze erläutert, sei allgemein die Frage der „Erzeugung des n-Ecks mit abgerundeten Ecken“ behandelt.

### Lage des erzeugenden Punktes

Die Bahn des Kurvenpunktes muß an den Seiten flachgestreckt sein, sie muß also einen Flachpunkt mit mindestens vierpunktig berührender Tangente durchlaufen, d. h. der erzeugende Punkt muß in dieser Getriebelage mit dem Rollseben Punkt zusammenfallen. Dieser ist jedoch, wie R. Müller<sup>2)</sup> gezeigt hat, der Wendepol  $W$  der betrachteten Lage (vgl. Abb. 1). Dies läßt auch leicht die Gleichung der Kreispunktkurve, d. h. des Ortes derjenigen Punkte erkennen, die im Augenblick eine Bahnstelle mit vierpunktig berührendem Krümmungskreis durchlaufen. Ihre Gleichung lautet nach R. Müller<sup>2)</sup>

$$r [3(2\delta' + r') \cos \varphi + \delta'' \sin \varphi] - 3\delta' \sin \varphi \cos \varphi = 0 \quad (1),$$

wobei  $r$  den Abstand des Kurvenpunktes vom augenblicklichen Drehpol  $P$ ,  $\delta$  den Drehwinkel der bewegten Ebene um  $P$ ,  $r'$  den Kontingenzwinkel der Rastpolbahn,  $\varphi$  den Winkel zwischen Polstrahl und Polbahntangente bedeuten und der Strich die Ableitungen nach dem Bogen  $s$  der

<sup>1)</sup> Böttcher: Vom Spiralkegelrad zur zyklischen Pfeilverzahnung. Masch.-Bau 6 (1927) S. 103; ferner AWF-Mitteilungen 1922, S. 9.  
<sup>2)</sup> Müller, Reinhold: Einf. i. d. theort. Kinematik, Berlin: J. Springer.

muß, wird  $r' = \frac{1}{R_0}$ , und es kann für Gl. (1) geschrieben werden

$$\delta' \cos \varphi [r(2\delta' + r') - 3 \sin \varphi] = 0 \quad (2);$$

d. h. die Kreispunktkurve zerfällt in die Polbahnnormale,  $\cos \varphi = 0$  ( $\varphi = 90^\circ$ ) und den Kreis

$$r = \frac{3}{2\delta' + r'} \sin \varphi \quad (3).$$

Der Schnittpunkt  $W$  des Wendekreises muß also mit der Polbahnnormale, einem Teil der Kreispunktkurve, eine vierpunktig berührende Tangente haben.

Die Lage von  $W$  bzw.  $A^0$  (Abb. 1) kann dann unter Einführung des Übersetzungsverhältnisses  $n = R_0 : R$  angegeben werden durch

$$\overline{PW} = \overline{PA^0} = D = R \frac{n}{n-1} = R n', \quad (4)$$

so daß für  $n = 4$  (Abb. 1)  $D = \frac{4}{3} R = \frac{1}{3} R_0$ .

Die kinematische Bedeutung der Sonderwerte von  $n$  bzw.  $n'$  und ihre Auswirkung zeigt die Zusammenstellung am Schluß.

Ohne zunächst die Bahn des Punktes  $A$  im einzelnen zu verfolgen, muß noch auf die doppelte Erzeugung der zyklischen Kurve hingewiesen werden.

### Die doppelte Erzeugung einer zyklischen Kurve

Jede zyklische Kurve kann durch das Rollen zweier verschiedener Kreispaare erzeugt werden<sup>2)</sup>. Ist (Abb. 2) allgemein  $A$  der erzeugende Punkt, und sind  $K_r$  und  $K_p$  die Rast- bzw. Gangpolbahn, d. h. die Kreise von den Mittelpunkten  $M$  bzw.  $M_0$ , so muß mit  $M'$  als Mittelpunkt des neuen Kreispaars das Viereck  $M_0 M A M'$  ein Parallelogramm<sup>3)</sup> und  $P$  der Schnittpunkt von  $M_0 M'$  und  $A P$  sein. Hier  $r$  liegt jedoch der erzeugende Punkt  $A^0$  auf dem Strahl  $M_0 P$ , das Parallelogramm klappt zusammen in eine Strecke, doch bleiben die Proportionen nach Abb. 2 erhalten, so daß  $\overline{M_0 M'} = \overline{M A^0} = D - R = R \frac{1}{n-1}$ , ferner  $M_0 P' : M A^0 = P M_0 : P M$ , also mit  $\overline{M_0 P'} = R_0$

<sup>3)</sup> Man stelle sich darunter ein Gelenkparallelogramm vor.

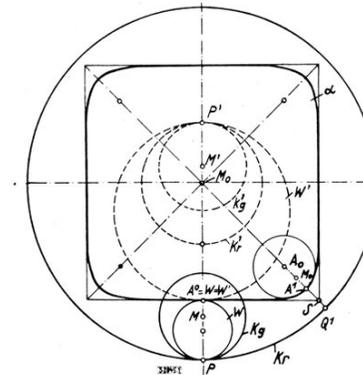


Abb. 1. Erzeugung des vom Punkt A beschriebenen n-Ecks durch Abrollen des Kreises  $K_p$  auf  $K_r$  bzw.  $K'_p, K'_r$ ;  $n = 4$ .

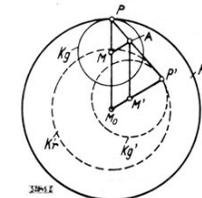


Abb. 2. Die doppelte Erzeugung der zyklischen Kurven. Die Bahnkurve des Punktes A kann durch das Paar  $K_p, K_r$  oder  $K'_p, K'_r$  erzeugt werden.

R 4

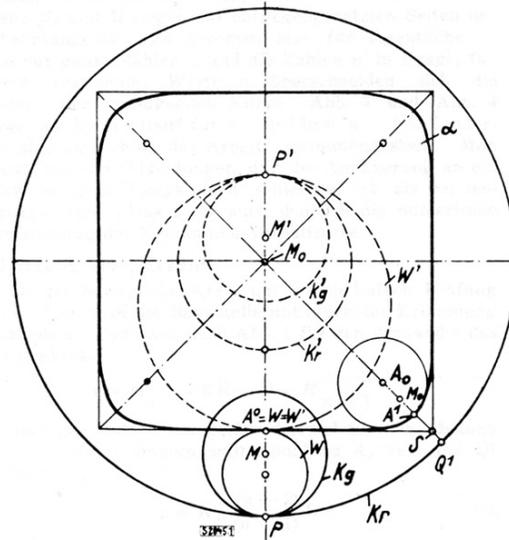


Abb. 1. Erzeugung des vom Punkt A beschriebenen n-Ecks durch Abrollen des Kreises  $K_p$  auf  $K_r$  bzw.  $K'_p, K'_r$ ;  $n = 4$ .



[4] Meyer zur Capellen, W.: Erzeugung des n-Ecks mit abgerundeten Ecken. Getriebetechnik 4 (1936) Nr. 1, S. 44-47.



Introduction



IGM Roots



Mechanism Collection



Mechanism Descriptions



Mechanism Encyclopedia



DMG-Lib

# Mechanism Model Description No 708



Introduction  
 ↓  
 IGM Roots  
 ↓  
 Mechanism Collection  
 ↓  
 Mechanism Descriptions  
 ↓  
 Mechanism Encyclopedia  
 ↓  
 DMG-Lib

Institut für Getriebetechnik und Maschinendynamik der RWTH Aachen

## IGM-Getriebeasammlung

### Rädergetriebe zur Erzeugung einer viereckigen Hypozykloide 708

-Führungsgetriebe zur Umwandlung einer umlaufenden Drehung in eine spezielle Punktführung (Radlinie)  
 -Ebenes dreigliedriges Umlaufädergetriebe

a)

b)

c)

**Bild 1.** Rädergetriebe zur Erzeugung einer viereckigen Hypozykloide  
 a) Kinematisches Schema  
 b) Getriebemodell  
 c) Strukturbild

**Symbole im Strukturbild:**  
 D für Drehung, S für Schiebung, W für Schraubung (Windung)  
 Beispiel  $D_2S_1$ -Gelenk mit dem Freiheitsgrad 3: 2 Drehungen, 1 Schiebung

**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), 1 Gleitwälgelenk (DS)

**Abmessungen (in Längeneinheiten):**  
 $r_2 = 1$      $r_3 = 4$      $r_1 = \overline{M_0M} = r_3 - r_2 = 3$   
 $c = \overline{NC} = \frac{1}{3}r_2 = \frac{1}{3}$

**Erläuterung:**  
 Bei dem vorliegenden Getriebe (Bild 1) handelt es sich um ein ebenes, dreigliedriges Umlaufädergetriebe der Bauform AI mit dem angetriebenen Steg 1, dem außenverzahnten Umlaufrad 2 (A) und dem feststehenden, innenverzahnten Mittelrad 3;0 (I). Es liegt die gleiche Bauform wie in der Getriebebeschreibung Nr. 706 vor, so dass alle allgemeinen Aussagen und Gleichungen über die Radlinien, die von Punkten des Umlaufrades gegenüber dem Gestell 3;0 durchlaufen werden, auch hier gelten. Jedoch ist das Radienverhältnis von Umlaufrad 2 und Mittelrad 3 hier  $r_2/r_3 = p/q = 1/4$ . Aus dem teilerfrenden Verhältnis  $p/q$  mit  $p = 1$  und  $q = n = 4$  folgt, dass die von einem Punkt C des Umlaufrades 2 bei  $p = 1$  Stegumlauf erzeugte vollständige Hypozykloide dem Mittelpunkt  $p = 1$  mal umschreibt und aus  $q = n = 4$  Bögen besteht.

Bei dem Getriebebild wurde auf dem Umlaufrad ein spezieller Punkt C gewählt, der vom Umlaufradmittelpunkt M den Abstand  

$$c = \frac{1}{n-1}r_2 = \frac{1}{3}r_2$$
 besitzt. In der Ausgangslage beim Antriebswinkel  $\varphi_{10} = 0^\circ$  liege der Punkt C auf der  $x_0$ -Achse innerhalb der Strecke  $M_0M$  (Bild 1a). Für die Kurbelstellungen  $\varphi_{10} = 0^\circ, 90^\circ, 180^\circ, 270^\circ$  fällt der Punkt C mit dem Wendepol W der betreffenden Lage des Umlaufrades 2 zusammen, wobei er innerhalb der Strecke  $M_0M$  liegt (Bild 2). Der Wendepol W ist der Schnittpunkt des Wendekreises  $k_W$  mit der Polbahnnormale  $n_p$ , die mit der jeweiligen Stegrichtung  $MM_0$  zusammenfällt. Die Polbahnnormale  $n_p$  steht senkrecht auf der Polbahntangente  $t_p$  im Umlaufrad-Geschwindigkeitspol P, dem jeweiligen Berührungspunkt zwischen der Gangpolkurve  $k_g$  (Wälzkreis des Umlaufrades 2) und der Rastpolkurve  $k_r$  (Wälzkreis des Mittelrades 3;0). Der Durchmesser  $D = \overline{PW}$  des Wendekreises  $k_W$ , auf dem in der jeweiligen Umlaufradstellung alle Punkte liegen, die momentan einen Wende- oder Flachpunkt durchlaufen, ist  

$$D = \frac{n}{n-1}r_2 = \frac{4}{3}r_2$$

Autor: Prof. Dr.-Ing. G. Dittrich  
 Vorveröffentlichung in [1] und Erstveröffentlichung im Internet am 30.05.2000

Institut für Getriebetechnik und Maschinendynamik der RWTH Aachen

## IGM-Getriebeasammlung

### 708

Aus Symmetriegründen durchläuft der mit dem Wendepol W zusammenfallende Punkt C des Umlaufrades momentan einen Flachpunkt seiner Bahn, die sich in diesem Bereich besonders gut einer Geraden anschmiegt, nämlich der vierpunkt berührenden Bahntangente  $t_c$  in C. Die entsprechenden Bahntangenten  $t_c$  in den Stegstellungen  $\varphi_{10} = 0^\circ, 90^\circ, 180^\circ, 270^\circ$  bilden ein Viereck EFGH, welches die Bahnkurve  $k_c$  umschreibt. Die viereckige Bahnkurve  $k_c$  besitzt jedoch auf den Richtungsgeraden  $M_0E, M_0F, M_0G, M_0H$  abgerundete Ecken. Auf diesen Geraden hat die Bahnkurve  $k_c$  den Krümmungsradius  

$$\rho = \frac{(n-2)^2}{2(n-1)}r_2 = \frac{4}{6}r_2 = \frac{2}{3}r_2$$

So wie hier für  $n = 4$  ein Viereck, so kann allgemein für  $n \geq 3$  ein n-Eck mit abgerundeten Ecken durch entsprechende Umlaufädergetriebe erzeugt werden.

**Gleichungen der Hypozykloide:**  
 Aus der Getriebebeschreibung Nr. 706 können die Zykloidegleichungen  

$$x_C = r_1 \cos \varphi_{10} + c \cos \left( \frac{n}{r_2} \varphi_{10} \right)$$

$$y_C = r_1 \sin \varphi_{10} - c \sin \left( \frac{n}{r_2} \varphi_{10} \right)$$
 übernommen werden. Da der Punkt C in der Ausgangslage beim Antriebswinkel  $\varphi_{10} = 0^\circ$  auf der  $x_0$ -Achse innerhalb der Strecke  $M_0M$  liegt, ist  $c < 0$  zu wählen. Setzt man die speziellen Beziehungen  

$$r_1 = r_3 - r_2, \quad r_3 = 4r_2, \quad c = -\frac{1}{3}r_2$$
 in die Zykloidegleichungen ein, nehmen diese die folgende Form an:  

$$\frac{x_C}{r_2} = 3 \cos \varphi_{10} - \frac{1}{3} \cos 3\varphi_{10}$$

$$\frac{y_C}{r_2} = 3 \sin \varphi_{10} + \frac{1}{3} \sin 3\varphi_{10}$$

Um die Güte der Geradföhrung aufzuzeigen, ist in Bild 3 für den Antriebswinkelbereich  $0^\circ \leq \varphi_{10} \leq 45^\circ$  die Abweichung  $\Delta x_C = x_C(0^\circ) - x_C(\varphi)$ , bezogen auf den Radius  $r_2$ , aufgetragen.

**Doppelte Erzeugung der Hypozykloide:**  
 Jede Hypozykloide kann durch zwei verschiedene Grundrädergetriebe erzeugt werden. Die Abmessungen des Ersatzrädergetriebes (Bild 4) ergeben sich aus  

$$r_{2*} = c \frac{r_1}{r_2} = 1; \quad r_{3*} = \overline{M_0M*} = c = \frac{1}{3};$$

$$r_{2*} = c \frac{r_3}{r_2} = \frac{4}{3}; \quad c^* = \overline{M*C*} = r_1 = 3.$$

Das Ersatzrädergetriebe hat ebenfalls die Bauform AI, jedoch mit dem Radienverhältnis  $r_{2*}/r_{3*} = p^*/q^* = 3/4$ . Zur Erzeugung der vollständigen Radlinie sind  $p^* = 3$  Umläufe des Steges im entgegengesetzten Drehsinn erforderlich. Auf dem Umlaufrad gibt es jeweils  $p^* = 3$  Punkte ( $C_1^*, C_2^*$  und  $C_3^*$ ), die dieselbe viereckige Bahnkurve durchlaufen.

**Literatur:**  
 [1] Dittrich, G. Wehn, V.: Rädergetriebe zur Erzeugung einer viereckigen Hypozykloide. Der Konstrukteur 20 (1989) Nr. 12, S. 21-22.  
 [2] Meyer zur Capellen, W.: Erzeugung des n-Ecks mit abgerundeten Ecken. Getriebechnik 4 (1936) Nr. 1, S. 44-47.  
 [3] Dittrich, G. Bruns, R.: Getriebechnik in Beispielen. 2. Auflage. München, Wien: Oldenbourg-Verlag 1987.

Bild 3. Güte der Geradföhrung

a)

b)

**Bild 4.** Ersatzrädergetriebe zur Erzeugung der gleichen viereckigen Hypozykloide wie mit dem Getriebe nach Bild 1  
 a) Kinematisches Schema  
 b) Getriebemodell

[5] Dittrich, G.; Wehn, V.: Rädergetriebe zur Erzeugung einer viereckigen Hypozykloide (708). Der Konstrukteur 20 (1989) Nr. 12, S. 21-22.

# Mechanism Models from MZC: Roberts/Chebyshev Theorem



Introduction

↓

IGM Roots

↓

Mechanism Collection

↓

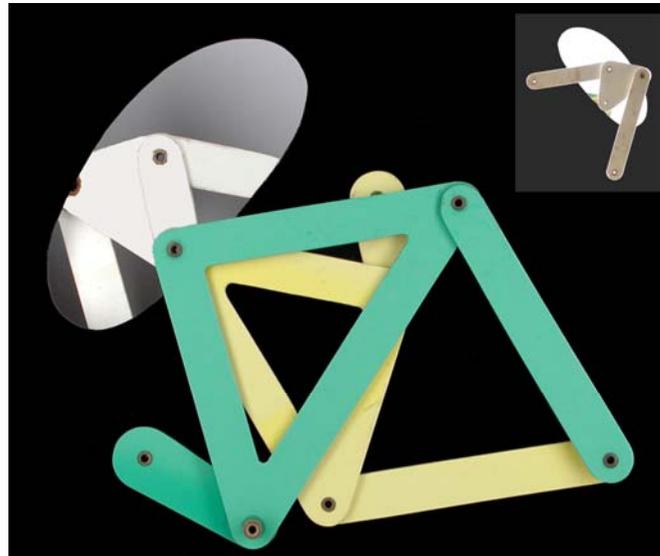
Mechanism Descriptions

↓

Mechanism Encyclopedia

↓

DMG-Lib



Sonderabdruck aus Zeitschrift „KONSTRUKTION“, 8. Jahrgang  
1956, Heft 7, Seiten 268 – 270  
SPRINGER-VERLAG · BERLIN/GÖTTINGEN/HEIDELBERG

## Bemerkungen zum Satz von Roberts über die dreifache Erzeugung der Koppelkurve

Von Dr.-Ing. W. Meyer zur Capellen, Aachen

Die von den Punkten der Koppel eines ebenen Gelenkvierecks beschriebenen Koppelkurven werden vielfach in der Praxis benutzt. Sie können z. B. dazu dienen, gewisse Bahnkurven, auch solche der menschlichen Hand, genähert zu ersetzen, wie das aus den klassischen Beispielen des Teigneters oder des Heuwenders bekannt ist. Die Koppelkurven können aber weiterhin zur Erzeugung genährter Geradführungen, also zum Entwurf von Lenkern dienen. — Ferner können mit ihrer Hilfe Koppelstrahltriebwerke entworfen werden, d. h. Gelenktriebe, die im Abtrieb eine oder mehrere Rasten aufweisen und dadurch gegebenenfalls eine Kurvenscheibe ersetzen können. Schließlich lassen sich von beliebigen Koppelkurven aus Bewegungen weiterleiten, um bestimmte Bewegungsgesetze im Abtrieb zu erzeugen, so wie es z. B. unter den Nähmaschinen, die vornehmlich Kurvenscheiben benutzen, auch solche gibt, die koppelkurvengesteuerte Gelenktriebe verwenden.

Nun kann aber eine vorliegende Koppelkurve eines gegebenen Gelenkvierecks auf Grund des Satzes von Roberts noch durch zwei weitere Getriebe erzeugt werden, so daß im Hinblick auf Platzanordnung oder auf andere konstruktive Rücksichten eines dieser weiteren Getriebe geeigneter sein kann. Dieser Satz von Roberts läßt sich mit Hilfe der komplexen Zahlen leicht beweisen, und zwar einfacher als in der Originalarbeit<sup>1</sup>. Der Beweis sei im Hinblick auf die vielfältigen Anwendungsmöglichkeiten der Koppelkurven hier mitgeteilt, zumal er in einfacher Weise auch die Maßverhältnisse übersehen läßt.

### Konstruktion

Gegeben sei die Viergelenkkette  $A_0ABB_0$  (Bild 1a) mit dem Koppelreieck  $ABK$  und den Maßen  $A_0A = a$ , der Koppel  $AB = c$ ,  $B_0B = b$ , dem Steg  $A_0B_0 = d$ ,  $AK = u$ ,

$BK = v$  und den im Bild eingetragenen Winkeln. Ergänzt man nun in bekannter Weise  $A_0AK$  zum Gelenkparallelogramm  $A_0AKA_1$  und ebenso  $B_0BK$  zum Gelenkparallelogramm  $B_0BK B_1$ , macht ferner Dreieck  $A_1KB_1$  ähnlich Dreieck  $ABK$ , ebenso auch Dreieck  $KB_1A_1$ , und ergänzt man  $B_1KA_1$  zum Gelenkparallelogramm  $KB_1C_0A_1$ , so bleibt, wie zu beweisen ist, der Punkt  $C_0 = B_{1,0} = A_{2,0}$  fest. Damit kann aber die von  $K$  beschriebene Koppelkurve (Bild 1b) auch durch die beiden Viergelenkketten

<sup>1</sup> Roberts, S.: On Three-bar Motion in Plan Space. Proc. Lond. Math. Soc. Bd. VII (1875), S. 14/23.

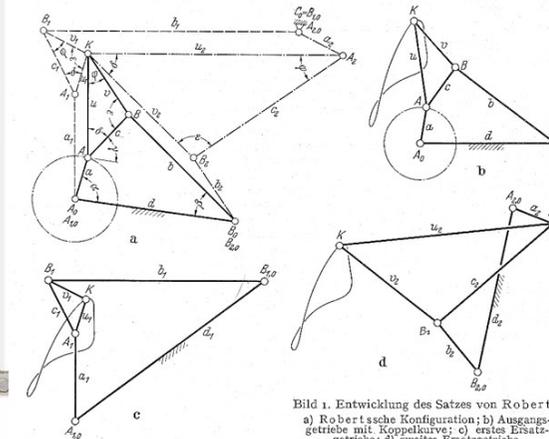


Bild 1. Entwicklung des Satzes von Roberts.  
a) Roberts'sche Konfiguration; b) Ausgangsgetriebe mit Koppelkurve; c) erstes Ersatzgetriebe; d) zweites Ersatzgetriebe.

a)  $A_{1,0}A_1B_1B_{1,0}$  mit dem Koppelreieck  $A_1B_1K$  und dem Steg  $A_{1,0}B_{1,0}$  (Bild 1c),  
b)  $B_{2,0}B_2A_2A_{2,0}$  mit dem Koppelreieck  $B_2A_2K$  und dem Steg  $B_{2,0}A_{2,0}$  erzeugt werden (Bild 1d), wobei jetzt  $A_0 = A_{1,0}$  und  $B_0 = B_{2,0}$  geschrieben wurde. Die Bezeichnungen für diese beiden Ketten sind auch aus Bild 1a zu erkennen. Wesentlich ist also jetzt nur der Beweis, daß  $C_0$  fest ist.

### Beweis

Zum Beweise betten wir die gegebene Kette in die komplexe Zahlenebene (Bild 2): Die Stegachse ist die Achse der reellen Zahlen ( $\Re$ ); senkrecht dazu in  $A_0$  liegt die Achse  $\Im$  der imaginären Zahlen. Dann ist z. B. die Kurbel und damit der Punkt  $A$  durch den Vektor  $a e^{i\varphi}$  dargestellt, und dann läßt sich die Lage des Punktes  $C_0$  vektoriell

[6] Meyer zur Capellen, W.: Bemerkungen zum Satz von Roberts über die dreifache Erzeugung der Koppelkurve. Konstruktion 8 (1956) Nr. 7, S. 268-270.

# Mechanism Model Description No 105



## Introduction



## IGM Roots



## Mechanism Collection



## Mechanism Descriptions



## Mechanism Encyclopedia

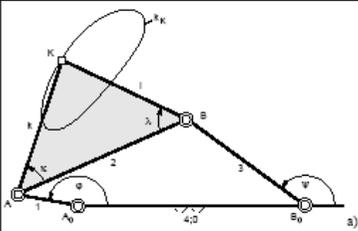
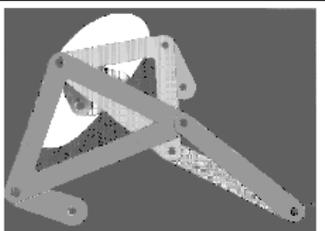


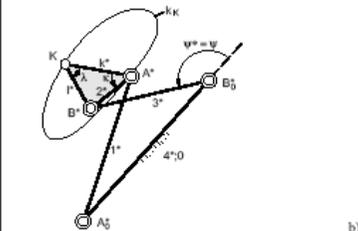
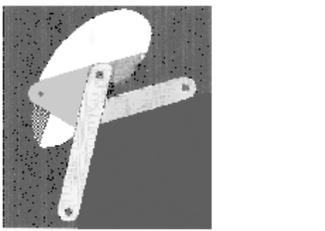
## DMG-Lib

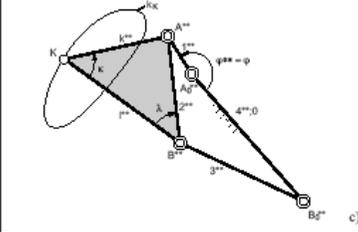
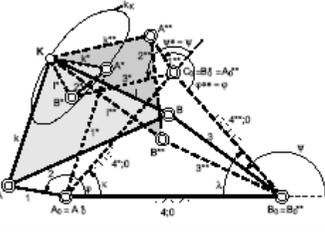
Institut für Getriebetechnik und Maschinendynamik der RWTH Aachen IGM-Getriebesammlung

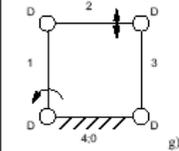
**Modellgetriebe zum Satz von Roberts/Tschebyschev 105**

- Dreifache Erzeugung der Koppelkurven ebener viergliedriger Drehgelenkgetriebe  
- Punktführungsgetriebe zur Umwandlung einer Drehung in eine Punktführung (Koppelkurve)



**Bild 1.** Modellgetriebe zum Satz von Roberts/Tschebyschev

a) Kinematisches Schema des Ausgangsgetriebes (Kurbelschwinge)  
b) Kinematisches Schema des 1. Ersatzgetriebes (Doppelschwinge)  
c) Kinematisches Schema des 2. Ersatzgetriebes (Kurbelschwinge)  
d) Modellgetriebe: Ausgangs- und 2. Ersatzgetriebe  
e) Modellgetriebe: 1. Ersatzgetriebe (Rückseite des Modells)  
f) Grafische Ermittlung der Ersatzgetriebe  
g) Strukturbild des ebenen viergliedrigen Drehgelenkgetriebes

**Symbole im Strukturbild:** D für Drehung, S für Schiebung, W für Schraubung (Windung)  
 Beispiel D<sub>2</sub>S: Gelenk mit dem Freiheitsgrad 3; 2 Drehungen, 1 Schiebung

↻ Antriebsgelenk; ← Abtriebsglied

IGM-Getriebesammlung Institut für Getriebetechnik und Maschinendynamik der RWTH Aachen

105

**Zugriffsmerkmale:**  
 Anzahl der Antriebsgelenke : 1, davon 1 am Gestell beim Ausgangs- und 2. Ersatzgetriebe, davon 0 am Gestell beim 1. Ersatzgetriebe  
 Anzahl der Abtriebsglieder : 1, davon 0 am Gestell  
 Anzahl der Glieder : 4, davon 4 binär  
 Anzahl der Gelenke : 4, davon 4 Drehgelenke (D)

**Abmessungen (in Längeneinheiten):**  
 Ausgangsgetriebe  
 $l_1 = A_0A = 4; l_2 = AB = 12; l_3 = B_0B = 9,3; l_4 = A_0B_0 = 14,6;$   
 $k = \overline{AK} = 9; l = \overline{BK} = 9$

1. Ersatzgetriebe  
 $l_1^* = A_0^*A^* = 9; l_2^* = A^*B^* = 3; l_3^* = B_0^*B^* = 7; l_4^* = A_0^*B_0^* = 11;$   
 $k^* = A^*K^* = 4; l^* = B^*K^* = 3$

2. Ersatzgetriebe  
 $l_1^{**} = A_0^{**}B^{**} = 3; l_2^{**} = A^{**}B^{**} = 7; l_3^{**} = B^{**}B_0^{**} = 9; l_4^{**} = A_0^{**}B_0^{**} = 11;$   
 $k^{**} = A^{**}K^{**} = 7; l^{**} = B^{**}K^{**} = 9,3$

**Erläuterung:**  
 In der Praxis kommt es häufig vor, dass für eine vorgegebene Punktführungs-Aufgabe zwar ein viergliedriges Kurbelgetriebe mit vier Drehgelenken gefunden wurde, von dem ein Koppelpunkt K die gewünschte Koppelkurve  $k_k$  durchläuft, dass jedoch die übrigen Eigenschaften des Gelenkvierecks, wie die Abmessungen der Getriebeglieder, der Verlauf des Übertragungswinkels, die Lagen der Gestellpunkte oder der Platzbedarf, ungünstig sind. Mit Hilfe des Satzes von Roberts/Tschebyschev über die dreifache Erzeugung von Koppelkurven kann man nun zu diesem vorher bestimmten Getriebe zwei weitere Gelenkvierecke ermitteln, die die gleiche Koppelkurve erzeugen, die aber aufgrund anderer Eigenschaften für den Anwendungsfall geeigneter sein können.

Anhand des in Bild 1 dargestellten Modellgetriebes soll die Vorgehensweise bei der Ermittlung der beiden Ersatzgetriebe aufgezeigt werden. Als Ausgangsgetriebe werde die in Bild 1a skizzierte Kurbelschwinge  $A_0AB_0$  gewählt, deren Koppelpunkt K die Koppelkurve  $k_k$  der Koppelkurve  $k_k$  beschreibt, wenn die Kurbel 1 mit dem Antriebswinkel  $\varphi$  umläuft. Gemäß Bild 1f ergänzt man beim Ausgangsgetriebe  $A_0AK$  und  $B_0BK$  zu Gelenkparallelogrammen  $A_0AKA^*$  und  $B_0BKB^{**}$ . Die neuen Koppelreiecke  $A^*KB^*$  und  $KB^{**}A^{**}$  konstruiert man, indem man sie dem Koppelreieck  $ABK$  gleichsinnig ähnlich macht. Dazu trägt man den Winkel  $\kappa$  im Punkt  $A^*$  und den Winkel  $\lambda$  im Punkt  $K$  jeweils von  $A^*K$  bzw.  $KA^*$  ab, wobei der Richtungssinn der gleiche sein muss wie bei dem Ausgangsgetriebe. Entsprechend wird der Winkel  $\kappa$  im Punkt  $K$  und der Winkel  $\lambda$  im Punkt  $B^{**}$  jeweils von  $KB^{**}$  bzw.  $B^{**}K$  abgetragen. Sodann wird  $A^*KB^*$  zu einem Parallelogramm ergänzt, wobei sich als schließender Eckpunkt  $C_0$  ergibt. Für jeden beliebigen Kurbelwinkel  $\varphi = \pm B_0A_0A$  ergibt sich bei dieser Konstruktion stets derselbe Punkt  $C_0$ , was auch rechnerisch nachgewiesen werden kann. Dabei ist das Dreieck  $A_0B_0C_0$  zum Koppelreieck  $ABK$  des Ausgangsgetriebes geometrisch ähnlich, womit die Konstruktion kontrolliert werden kann. Der Fixpunkt  $C_0$  kann mit  $C_0 = B_0^* = A_0^{**}$  als Drehgelenkpunkt im Gestell für zwei Ersatzgetriebe angesehen werden, welche die gleiche Koppelkurve  $k_k$  erzeugen.

**Als erstes Ersatzgetriebe erhält man die in Bild 1b dargestellte Doppelschwinge  $A_0^*A^*B^*B_0^*$  mit dem Koppelreieck  $A^*B^*K$ . Das zweite Ersatzgetriebe ist die in Bild 1c dargestellte Kurbelschwinge  $A_0^{**}A^{**}B^{**}B_0^{**}$  mit dem Koppelreieck  $A^{**}B^{**}K$ . Zum anschaulichen Nachweis, dass sowohl das Ausgangsgetriebe als auch die beiden Ersatzgetriebe die gleiche Koppelkurve  $k_k$  erzeugen, sind die drei Getriebe in dem entsprechenden Modell (Bild 1d, e) im Koppelpunkt K durch ein Drehgelenk miteinander verbunden.**

Für praktische Anwendungen ist es wichtig, dass bei den drei Getrieben die An- bzw. Abtriebswinkel in der in Bild 1f gezeigten Weise paarweise gleich sind, wenn sich die Koppelpunkte der Getriebe an der gleichen Stelle der Koppelkurve befinden. Daraus folgt auch, dass der Geschwindigkeitsverlauf entlang der Koppelkurve bei den verschiedenen Getrieben gleich ist, wenn die entsprechenden Glieder mit der gleichen Winkelgeschwindigkeit angetrieben werden. So haben das Ausgangsgetriebe und das zweite Ersatzgetriebe gleiche Antriebswinkel ( $\varphi = \varphi^{**}$ ) sowie das Ausgangsgetriebe und das erste Ersatzgetriebe gleiche Abtriebswinkel ( $\psi = \psi^*$ ).

Wenn, wie im vorliegenden Fall, das Ausgangsgetriebe nach dem Satz von Grashof ( $l_{min} + l_{min} < l + l'$ ) unläufig ist, so sind auch die Ersatzgetriebe unläufig. Unläufig gegenüber den beiden Nachbargliedern und dem Gestell ist jeweils das kürzeste Glied des betreffenden Getriebes, also  $A_0A$ ,  $A^*B^*$  bzw.  $A_0^{**}A^{**}$ . Wäre das Ausgangsgetriebe nicht unläufig, so wären die Ersatzgetriebe ebenfalls nicht unläufig.

Die Abmessungen der Ersatzgetriebe können auch auf einfache Weise rechnerisch ermittelt werden (Bild 2).

	Ausgangsgetriebe	Erstes Ersatzgetriebe	Zweites Ersatzgetriebe
Länge der Kurbel (Schwinge) 1	$l_1$	$l_1^* = l_1 \frac{k}{l_2} = k$	$l_1^{**} = l_1 \frac{l}{l_2}$
Länge der Koppel 2	$l_2$	$l_2^* = l_2 \frac{k}{l_2} = k$	$l_2^{**} = l_2 \frac{l}{l_2} = l$
Länge der Kurbel (Schwinge) 3	$l_3$	$l_3^* = l_3 \frac{k}{l_2} = k$	$l_3^{**} = l_3 \frac{l}{l_2} = l$
Länge des Gestells 4	$l_4$	$l_4^* = l_4 \frac{k}{l_2} = k$	$l_4^{**} = l_4 \frac{l}{l_2} = l$
Bestimmungswerte des Koppelpunktes	$k$	$k^* = k$	$k^{**} = l_1 \frac{k}{l_2} = l_1^*$
	$l$	$l^* = l_1 \frac{l}{l_2} = l_1^{**}$	$l^{**} = l_1$

**Bild 2.** Rechnerische Ermittlung der kinematischen Abmessungen der Ersatzgetriebe

**Literatur:**

- [1] Dittrich, G.; Müller, J.: Modellgetriebe zum Satz von Roberts/Tschebyschev. Der Konstrukteur 23 (1992) Nr. 3, S. 29-30.
- [2] Dittrich, G.; Bernas, R.: Getriebetechnik in Beispielen. 2. Aufl. München, Wien: Oldenbourg Verlag, 1987.
- [3] Meyer zur Capellen, W.: Bemerkungen zum Satz von Roberts über die dreifache Erzeugung der Koppelkurve. Konstruktion 8 (1956) Heft 7, S. 268-270.
- [4] Beyer, R.: Kinematische Getriebsynthese. Berlin, Göttingen, Heidelberg: Springer Verlag, 1953.
- [5] Sont, A. H.: Mechanism Synthesis and Analysis. Washington D. C.: Scripta Book Company, 1974.

**Autor:** Prof. Dr.-Ing. G. Dittrich  
 Vorveröffentlichung in [1] und Erstveröffentlichung im Internet am 30.05.2000

- [6] Meyer zur Capellen, W.: Bemerkungen zum Satz von Roberts über die dreifache Erzeugung der Koppelkurve. Konstruktion 8 (1956) Nr. 7, S. 268-270.
- [7] Dittrich, G.; Müller, J.: Modellgetriebe zum Satz von Roberts/Tschebyschev (105). Der Konstrukteur 23 (1992) Nr. 3, S. 29-30.

# Mechanism Models from MZC: Cycloid Guide



Introduction



IGM Roots



Mechanism Collection



Mechanism  
Descriptions



Mechanism  
Encyclopedia



DMG-Lib

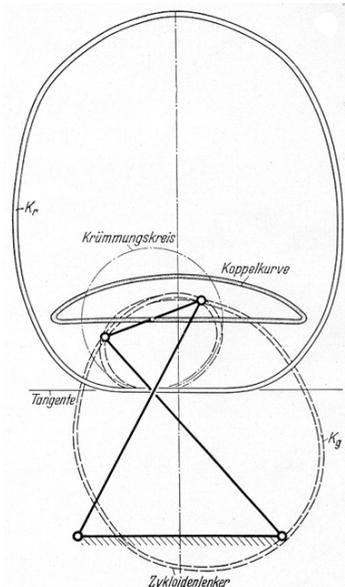
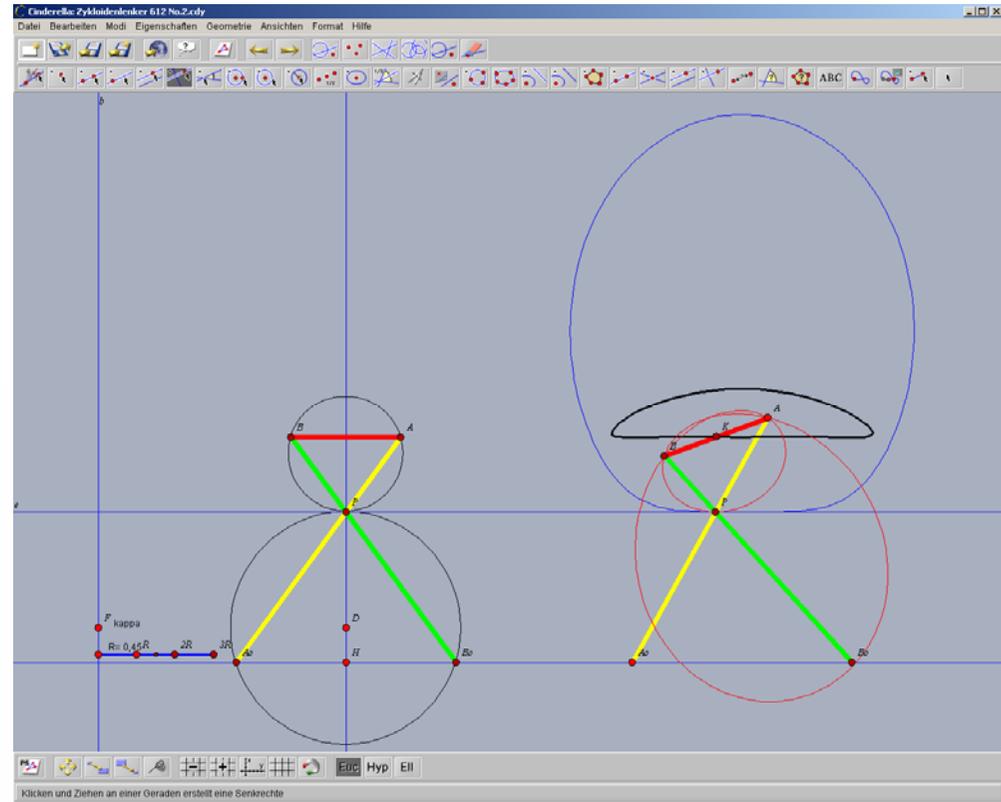


Bild 2. Die Polkurven des Zykloidenlenkers.



[8] Meyer zur Capellen, W.: Der Zykloidenlenker und seine Weiterentwicklung. Konstruktion 8 (1956) Nr. 12, S. 510-518.

# Mechanism Models from MZC: Meyer zur Capellen-Lenker



Introduction

↓

IGM Roots

↓

Mechanism Collection

↓

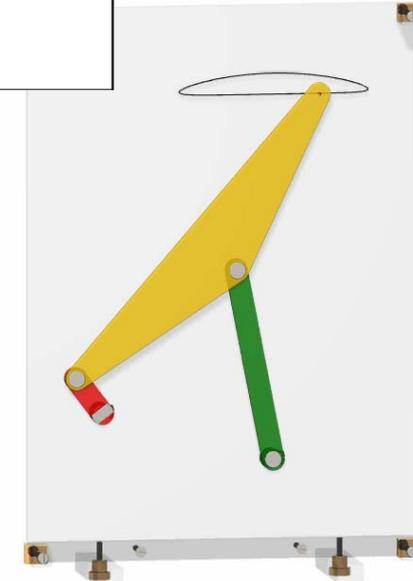
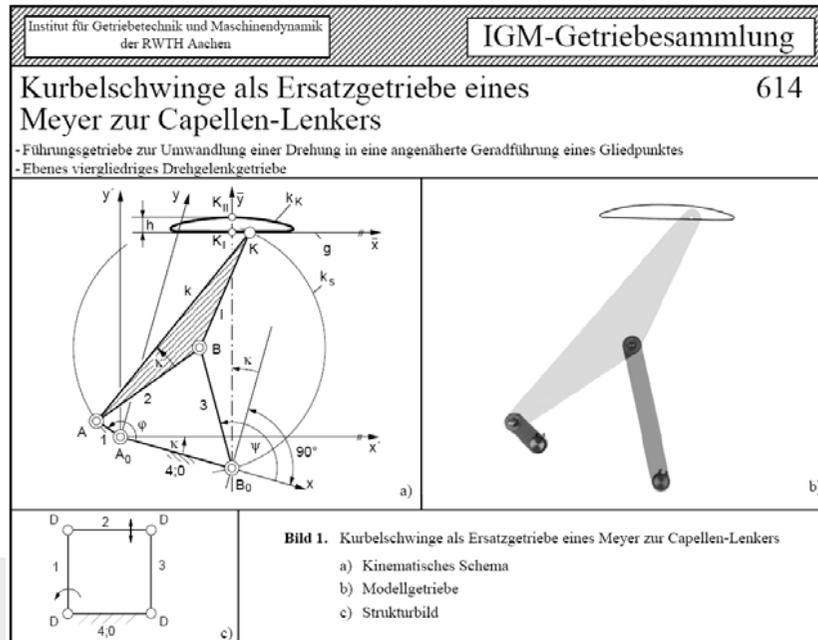
Mechanism Descriptions

↓

Mechanism Encyclopedia

↓

DMG-Lib



- [8] Meyer zur Capellen, W.: Der Zykloidenlenker und seine Weiterentwicklung. Konstruktion 8 (1956) Nr. 12, S. 510-518.
- [9] Dittrich, G.; Müller, J.: Kurbelschwinge als Ersatzgetriebe eines Meyer zur Capellen-Lenkers (614). Der Konstrukteur 23 (1992) Nr. 11, S. 43-44.



# Mechanism Model Description No 315



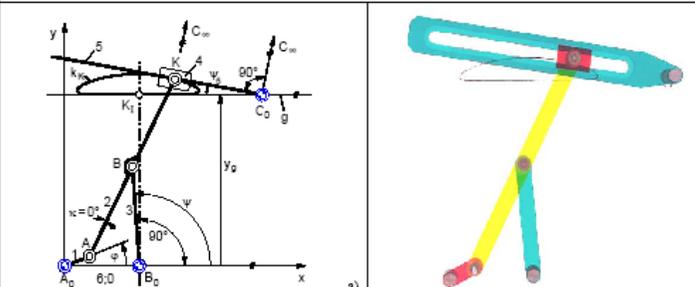
Introduction  
 ↓  
 IGM Roots  
 ↓  
 Mechanism Collection  
 ↓  
 Mechanism Descriptions  
 ↓  
 Mechanism Encyclopedia  
 ↓  
 DMG-Lib

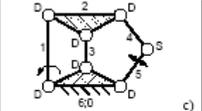
Institut für Getriebetechnik und Maschinendynamik der RWTH Aachen

IGM-Getriebesammlung

## Koppelkurvenrastgetriebe 315

- Übertragungsgetriebe zur Umwandlung einer umlaufenden Drehung in eine schwingende Drehung mit einer Rast  
 - Ebenes sechsgliedriges Kurbelgetriebe, ebenes Stephenson-3-Getriebe





**Bild 1. Koppelkurvenrastgetriebe**

a) Kinematisches Schema  
 b) Modellgetriebe  
 c) Strukturmodell

**Symbole im Strukturmodell:**  
 D für Drehung    S für Schiebung    W für Schraubung (Windung)    ↻ Antriebsgelenk    ↔ Abtriebsglied  
 Beispiel D<sub>2</sub>S<sub>3</sub> Gelenk mit dem Freiheitsgrad 3; 2 Drehungen, 1 Schiebung

**Zugriffmerkmale:**  
 Anzahl der Antriebsgelenke : 1, davon 1 am Gestell  
 Anzahl der Abtriebsglieder : 1, davon 1 am Gestell  
 Anzahl der Glieder : 6, davon 4 binär, 2 ternär  
 Anzahl der Gelenke : 7, davon 6 Drehgelenke (D), 1 Schubgelenk (S)

**Abmessungen (in Längeneinheiten):**  
 $\overline{A_0A} = 1$ ;  $\overline{AB} = l_2 = 4$ ;  $\overline{B_0B} = l_3 = 4$ ;  $\overline{A_0B_0} = l_0 = 3$ ;  
 $\overline{AK} = k = 8$ ;  $\overline{BK} = l = 4$ ;  $\alpha_{C_0} = 8$ ;  $\alpha_{C_1} = \alpha_{C_2} = 4\sqrt{3}$

**Erläuterung:**  
 Das in Bild 1 dargestellte sechsgliedrige Modellgetriebe besitzt als viergliedriges Grundgetriebe eine gleichschenklige Kurbelschwinge  $A_0ABB_0$ , in deren Koppelgelenk K der Schleißenzweig  $KC_0C_1$  angelegt ist. Der Antrieb erfolgt an der Kurbel 1 mit dem Kurbelwinkel  $\varphi = \angle B_0A_0A$ , das Abtriebsglied ist die schwingende Schleife 5 mit dem Abtriebswinkel  $\psi$ . Mit den angegebenen speziellen Abmessungen ist die Kurbelschwinge ein Ersatzgetriebe des Tschebyschenkers (siehe Getriebebeschreibung Nr. 613). Die Koppellänge  $\overline{AB} = l$  ist gleich der Schwingenlänge  $\overline{B_0B} = l$ , und für den Koppelgelenkabschnitt  $\overline{BK} = l$  gilt  $l = l_3 = l_1$ . Der Koppelgelenk K liegt auf der verlängerten Geraden AB und ist somit in der Koppellebene auch durch die Polarkoordinaten  $\overline{AK} = k = 2l$ , und  $\angle BAK = \alpha = 0^\circ$  festgelegt. Der Koppelgelenk beschreibt eine symmetrische Koppelkurve  $k_k$  mit einem zunehmend geradlinigen Teilstück, das sich der Geraden g besonders gut annähert (genäherte Geradführung des Koppelgelenkes K). Die Gerade g ist eine sechspunktig berührende Tangente in  $K_1$  und verläuft im Abstand

$y_g = \overline{B_0K_1} = 4\sqrt{3}l$

parallel zur Gestellgeraden  $A_0B_0$ . Da der Gestellgelenkpunkt  $C_0$  der Schleife 5 außerhalb der Koppelkurve  $k_k$  auf der Geraden g angeordnet ist, führt die Schleife 5 eine schwingende Bewegung aus und zwar mit einem Rastbereich, denn die Schleife bleibt nahezu in Ruhe, während der Koppelgelenk das fast geradlinige Bahnstück bei  $K_1$  bzw.  $\varphi = 180^\circ$  durchläuft.

**Übertragungsfunktionen:**  
 Die Berechnung der Koordinaten des Koppelgelenkes K entlang der symmetrischen Koppelkurve  $k_k$  lässt sich in einem x,y-Koordinatensystem mit dem Ursprung in  $A_0$  gemäß der Getriebebeschreibung Nr. 611 in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel  $\varphi$  unter Berücksichtigung der speziellen Abmessungen durchführen:  
 $x = x_K(\varphi)$ ,  $y = y_K(\varphi)$   
 Der Abtriebswinkel  $\psi$  der Schleife 5 errechnet sich dann mit  $\overline{Kx} = x_K - x$  und  $\overline{Ky} = y - y_K$  aus  
 $\tan \psi = \frac{y}{x}$

**Literatur:**  
 [1] Dittrich, G., Müller, J.: Koppelkurvenrastgetriebe. Der Konstrukteur 24 (1993) Nr. 1-2, S. 29/30.  
 [2] Meyer zur Capellen, W.: Der Zylinderlenker und seine Weiterentwicklung. Konstruktion 8 (1956) Nr. 12, S. 510-518.  
 [3] Dittrich, G., Müller, J.: Kurbeltriebe als Ersatzgetriebe des Tschebyschenkers. Der Konstrukteur 23 (1992) H. 9, S. 53-57.  
 [4] VDI-GKE (Hrsg.): Richtlinie VDI 2725, Blatt 1, Entwurf: Getriebekonzepte für den Entwurf und die Entwicklung von Getrieben. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1983.

**Autor:** Prof. Dr.-Ing. G. Dittrich  
 Veröffentlichung in [1] und Erstveröffentlichung im Internet am 30.05.2000

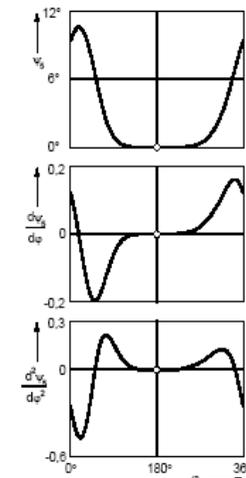
Institut für Getriebetechnik und Maschinendynamik der RWTH Aachen

IGM-Getriebesammlung

## 315

Für die Übertragungsfunktion 1. Ordnung, d.h. die auf die Antriebswinkelgeschwindigkeit  $\dot{\varphi}$  bezogene Abtriebswinkelgeschwindigkeit  $\dot{\psi}$ , gilt  
 $\dot{\psi}' = \frac{d\psi}{d\varphi} = \frac{\dot{\psi}}{\dot{\varphi}} = \frac{\overline{Kx}' - \overline{Ky}'}{x^2 + y^2}$   
 Die in diese Formel einzusetzenden Größen errechnen sich wie folgt:  
 $\overline{Kx}' = l_1 \sin \varphi + k \sigma' \sin \sigma$   
 $\overline{Ky}' = l_1 \cos \varphi + k \sigma' \cos \sigma$   
 $\sigma' = 1 - \overline{Kx}' - \overline{Ky}'$   
 $\overline{Kx}'' = -l_1(1_0 - l_1 \cos \varphi) / f^2$   
 $\overline{Ky}'' = -(l_1/l_0) \sin \varphi / \sqrt{4l_0^2 - f^2}$   
 $f^2 = l_1^2 + l_0^2 - 2l_1l_0 \cos \varphi$

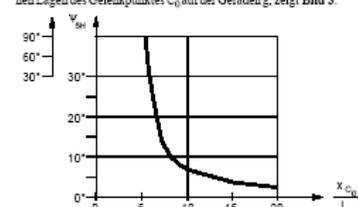
Auf die Angabe der Formeln zur Berechnung der Übertragungsfunktion 2. Ordnung  
 $\psi'' = \frac{d^2\psi}{d\varphi^2} = \frac{\dot{\psi}'}{\dot{\varphi}^2}$   
 bei  $\dot{\varphi} = \text{const.}$  sei hier verzichtet.  
 Die Übertragungsfunktionen 0. bis 2. Ordnung sind in Bild 2 dargestellt.



**Bild 2. Übertragungsfunktionen 0. bis 2. Ordnung**

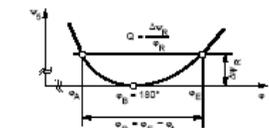
Beim Kurbelwinkel  $\varphi = 180^\circ$  beträgt der Schwingwinkel  $\psi_K(180^\circ) = \psi_{\text{min}} = 0^\circ$ . Der maximale Schwingwinkel  $\psi_{\text{max}}$  und damit der Schwingbereichswinkel  $\psi_{\text{SH}} = \psi_{\text{max}} - \psi_{\text{min}}$  lässt sich berechnen, indem numerisch der Kurbelwinkel für  $\dot{\psi}' = 0$  ermittelt wird. Für das vorliegende Getriebe ist  $\psi_{\text{SH}} = 10,49^\circ$ . Die Abhän-

gigkeit des Schwingbereichswinkels  $\psi_{\text{SH}}$  von  $\alpha_{C_0}$ , d.h. von verschiedenen Lagen des Gelenkpunktes  $C_0$  auf der Geraden g, zeigt Bild 3.

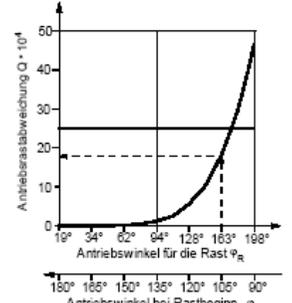


**Bild 3. Abhängigkeit des Schwingbereichswinkels  $\psi_{\text{SH}}$  von der Lage des Gelenkpunktes  $C_0$**

**Rastgüte:**  
 Bild 4 gibt eine prinzipielle Ausschnittsvergrößerung der Übertragungsfunktion 0. Ordnung um den Bezugswinkel  $\varphi_0 = 180^\circ$  herum zur Definition der Antriebsrastabweichung  $Q = \Delta\psi_{\text{R}}$  für das vorliegende Modellgetriebe wieder. Darin ist  $\Delta\psi_{\text{R}}$  die Rastabweichung und  $\varphi_{\text{R}} = \varphi_1 - \varphi_2$  der Antriebswinkel für den Rastbereich, der bei  $\varphi_1$  beginnt und bei  $\varphi_2$  endet. Das Diagramm in Bild 5 zeigt die Abhängigkeit der genannten Größen bei den vorliegenden Getriebeabmessungen. Dem Ablesebeispiel gemäß erstreckt sich die genäherte Rast, die bei  $\varphi_{\text{R}} = 105^\circ$  beginnt und bei  $\varphi_{\text{R}} = 268^\circ$  endet, über einen Bereich von  $\varphi_{\text{R}} = 163^\circ$ ; sie weist eine Antriebsrastabweichung von  $Q = 18,2 \cdot 10^{-4}$  bzw. eine Rastabweichung  $\Delta\psi_{\text{R}} = 0,1969^\circ$  auf.



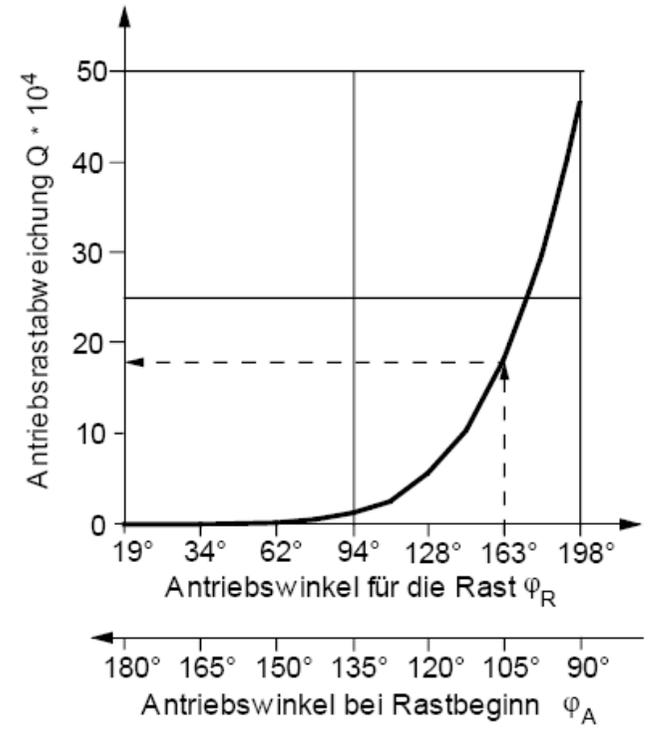
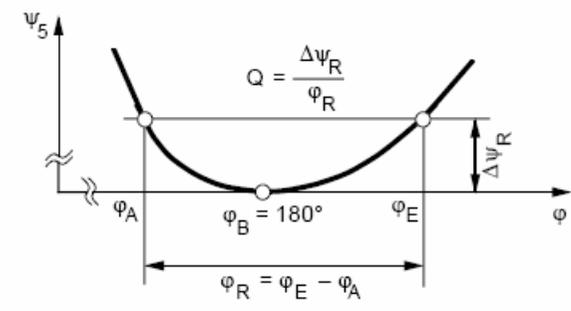
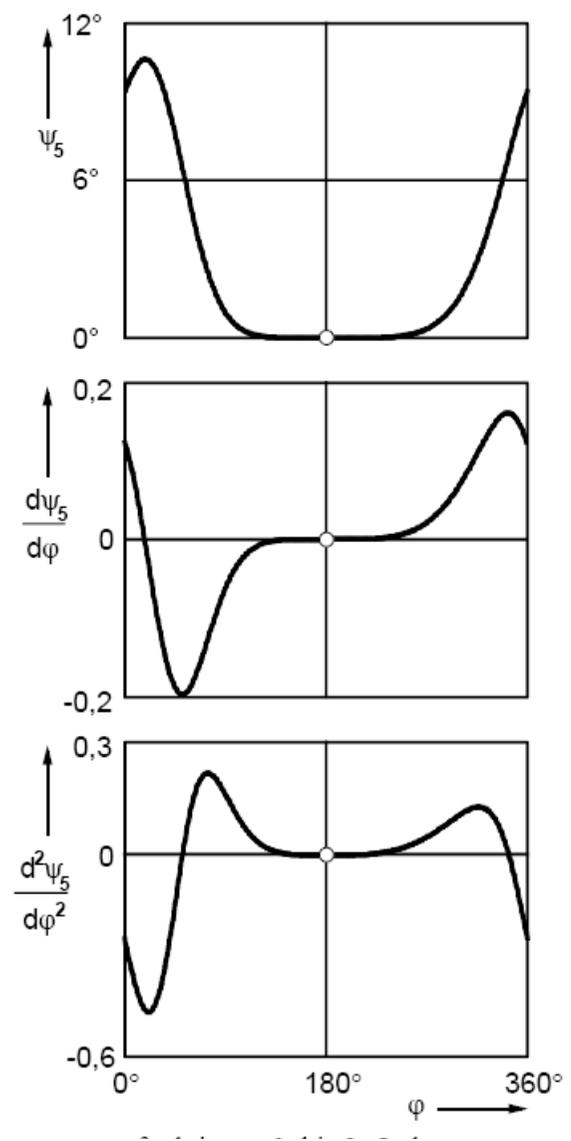
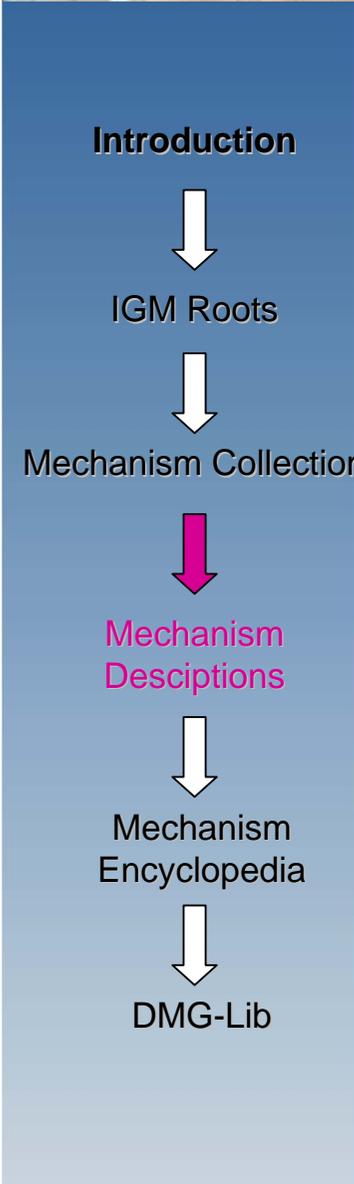
**Bild 4. Zur Definition der Antriebsrastabweichung**



**Bild 5. Antriebsrastabweichung für die Rast der Schleife 5**

[11] Dittrich, G.; Müller, J.: Koppelkurvenrastgetriebe (315). Der Konstrukteur 24 (1993) Nr. 1-2, S. 29-30.

# Transfer Characteristic of Mechanism Mod. No 315



[11] Dittrich, G.; Müller, J.: Koppelkurvenrastgetriebe (315). Der Konstrukteur 24 (1993) Nr. 1-2, S. 29-30.



# Mechanism Models from MZC: Conchoid Guide

Introduction

↓

IGM Roots

↓

Mechanism Collection

↓

Mechanism Descriptions

↓

Mechanism Encyclopedia

↓

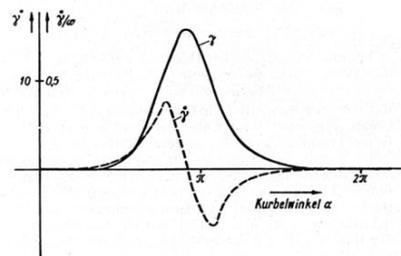
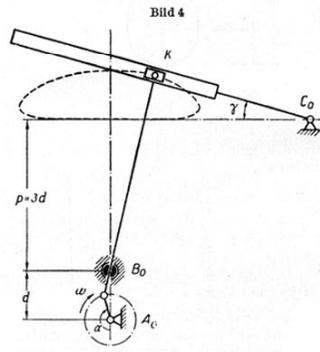
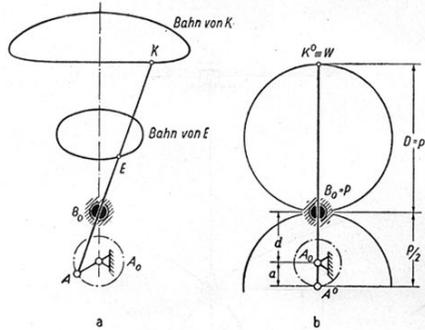
DMG-Lib

Bild 4b, wie sich auch aus allgemeineren Zusammenhängen als Sonderfall ergab<sup>4)</sup>. Die Euler-Savarysche Formel

$$\frac{1}{-PA} - \frac{1}{-PA_0} = \frac{1}{D} \quad \text{oder} \quad \frac{-1}{a+d} + \frac{1}{d} = \frac{1}{p}$$

ist mit den oben gegebenen Maßen erfüllt. Diese Maße der Kurbelschleife sind also — um es zusammenfassend

<sup>4)</sup> Meyer zur Capellen, W.: Über Koppelkurven mit fünf- oder sechspunktig berührender Tangente in Sonderlagen des Gelenkvier-ecks. Konstruktion, im Druck; ferner ders.: Forschungsbericht herausgegeben vom Wirtschafts- und Verkehrsminister des Landes Nordrhein-Westfalen, im Druck.



nochmals zu sagen,

$$a = \frac{d}{2}, \quad \overline{AK} = u = \frac{9d}{2} = 9a.$$

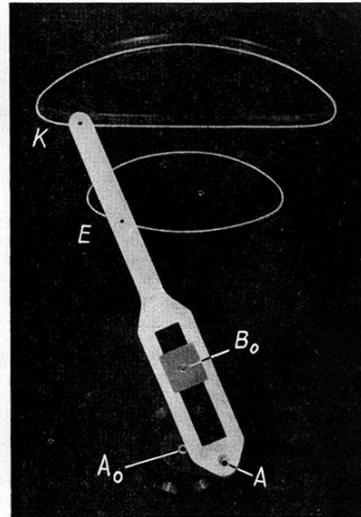
5. Würde man in  $K$  eine Schleife, wie in Bild 5a gezeigt, oder ein Schubglied für  $C_0 \rightarrow \infty$  (oder auch eine umlaufende Schleife) anbringen, so erhält man im Winkel der Schleife (bzw. im Weg des Schubgliedes) eine gute Rast, vgl. Bild 5b mit dem Verlauf des Ausschlagwinkels  $\gamma$  der Schleife und der zugehörigen Winkelgeschwindigkeit  $d\gamma/dt = \dot{\gamma}$ .

6. Der Flächeninhalt einer Koppelkurve, die von einem Punkt der Geraden  $g$  bei einer zentrischen Kurbelschleife beschrieben wird, errechnet sich zu<sup>5)</sup>

$$F = -(a^2 \pi + u J_5) \dots \dots \dots (8),$$

worin  $u = \overline{AK}$  und  $J_5$  den folgenden Ausdruck bedeutet:

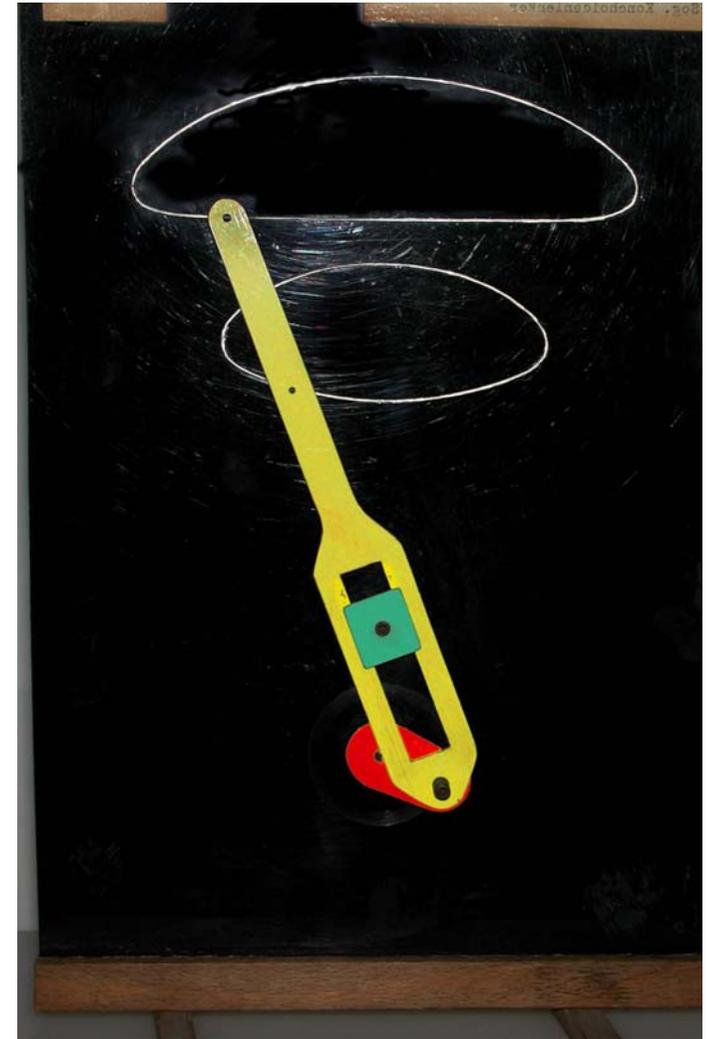
$$J_5 = 2d \left[ (1-\lambda) F\left(\bar{\alpha}, \frac{\pi}{2}\right) - (1+\lambda) E\left(\bar{\alpha}, \frac{\pi}{2}\right) \right],$$



Hier ist  $\bar{\alpha}$  aus  $\cos \bar{\alpha} = \frac{1-\lambda}{1+\lambda}$  zu bestimmen und bedeutet  $\lambda$  das Verhältnis  $\lambda = \frac{a}{d}$ , d.h. hier  $\lambda = \frac{1}{2}$  und  $\cos \bar{\alpha} = \frac{1}{3}$ ; ferner ist  $F$  das elliptische Integral erster und  $E$  das elliptische Integral zweiter Gattung. Die Rechnung liefert dann  $F = -a^2 \pi \cdot 3,71$ , d.h. der Flächeninhalt der betrachteten Koppelkurve ist das 3,7fache vom Inhalt des Kurbelkreises.

Aachen. W. Meyer zur Capellen.

<sup>5)</sup> Meyer zur Capellen, W.: Über den Flächeninhalt von Koppelkurven. Forschungsbericht herausgegeben vom Wirtschafts und Verkehrsminister des Landes Nordrhein-Westfalen, im Druck



[12] Meyer zur Capellen, W.: Der Konchoidenlenker für sechs unendlich benachbarte Lagen. Z. angew. Math. Mech. 37 (1957) Nr. 11/12, S. 485-487.

# Mechanism Models from MZC: Dwell Mechanisms



Introduction



IGM Roots



Mechanism Collection



Mechanism  
Descriptions



Mechanism  
Encyclopedia



DMG-Lib

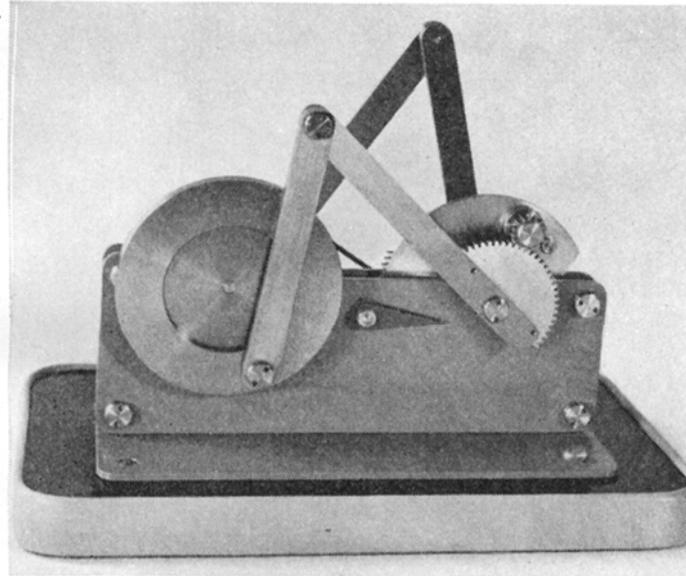


Bild 7 a, b. Rastgetriebe, das aus zwei Kurbelschwingen aufgebaut ist

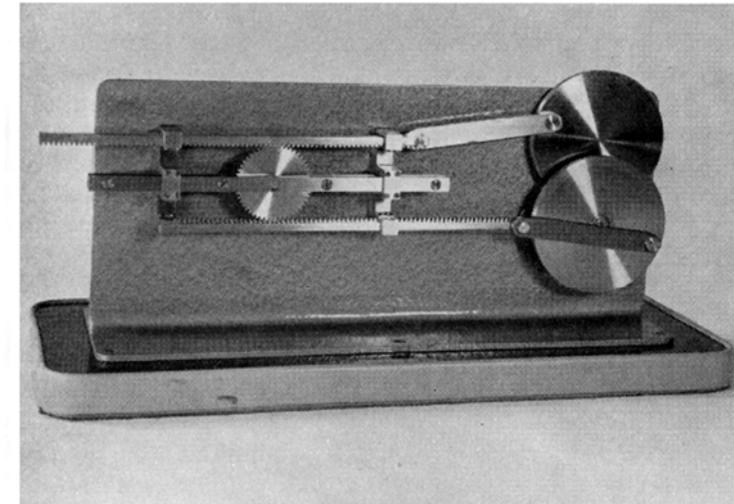
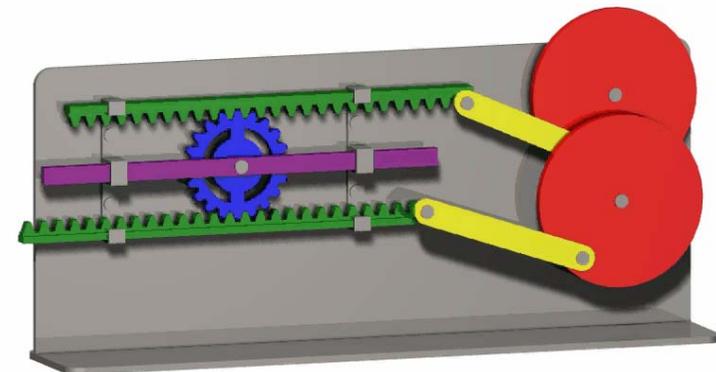
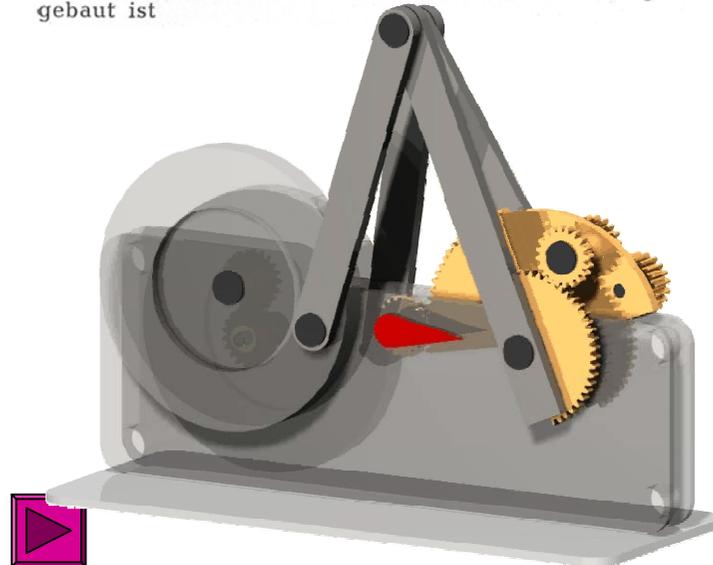


Bild 16. Rastgetriebe, das durch Überlagerung zweier Schubkurbeln entstanden ist



[13] Meyer zur Capellen, W.: Erzeugung von Rasten durch Addition von Bewegungen. Ind.-Blatt 61 (1961) Nr. 10, S. 671-675.

# Mechanism Models from MZC: Spherical Geneva Wheel



Introduction



IGM Roots



Mechanism Collection



Mechanism  
Descriptions



Mechanism  
Encyclopedia



DMG-Lib

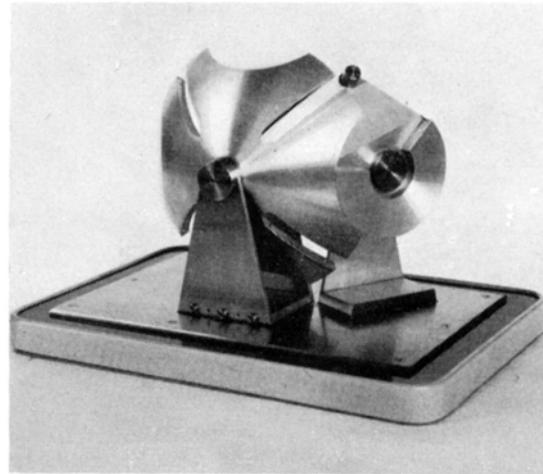
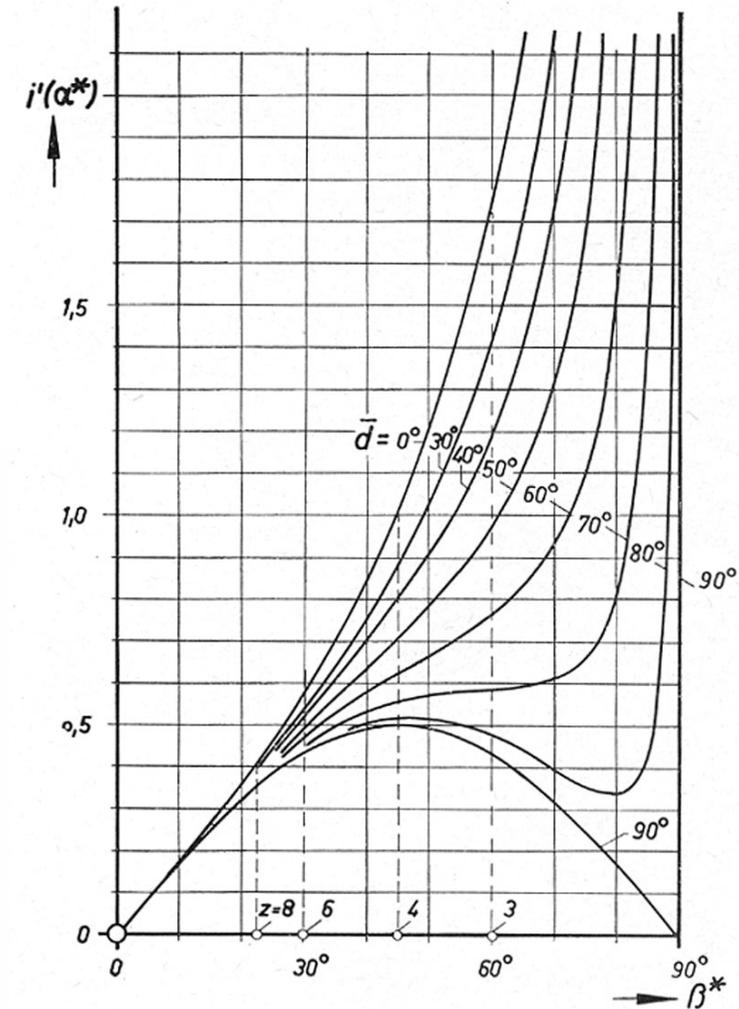
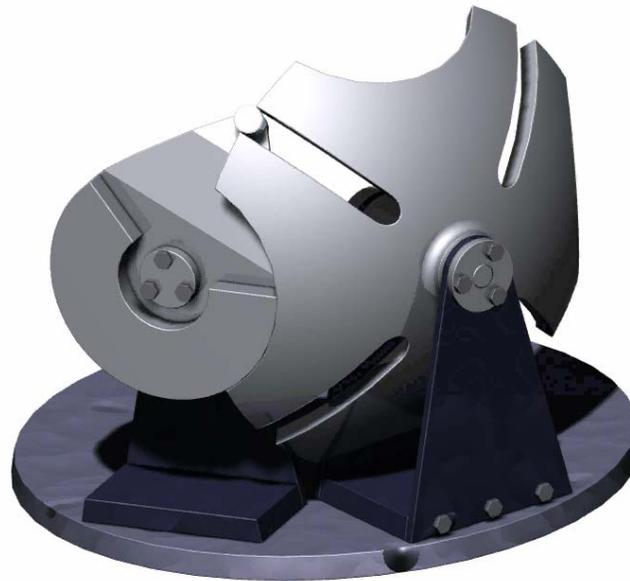


Bild 12: Modell eines sphärischen Maltesergetriebes (gegenläufig)



[14] Meyer zur Capellen, W.: Sphärische Maltesergetriebe. T. M. 54 (1961) Nr. 7, S. 239-244.

# Mechanism Models from MZC: Spherical Dwell Mechanisms



Introduction



IGM Roots



Mechanism Collection



Mechanism Descriptions



Mechanism Encyclopedia



DMG-Lib

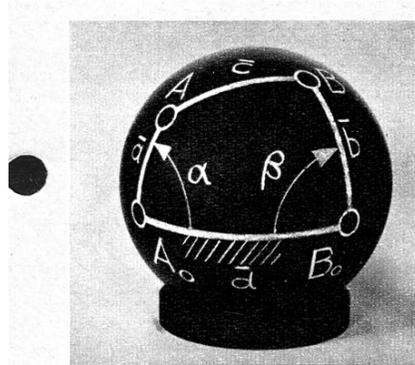


Bild 1 Sphärische Kurbelschwinge

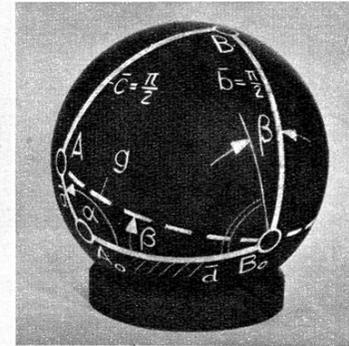


Bild 2 Sphärische Kurbelschleife  $\bar{b} = \bar{c} = \frac{\pi}{2}$

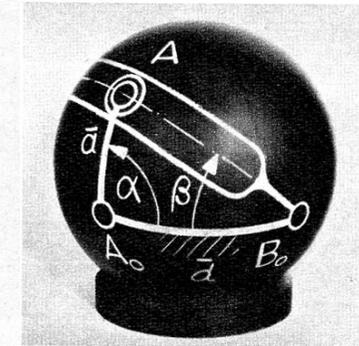


Bild 3 Sphärische Kurbelschleife

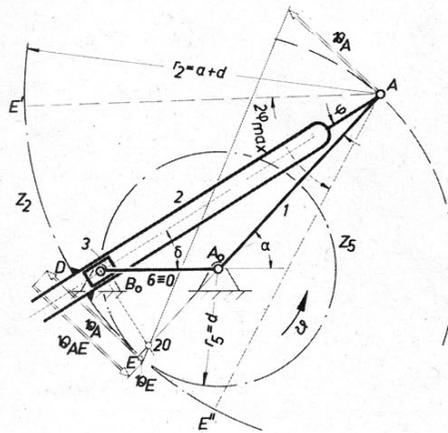


Bild 4 Rückkehrender Koppelrädertrieb auf der Basis der ebenen umlaufenden Kurbelschleife

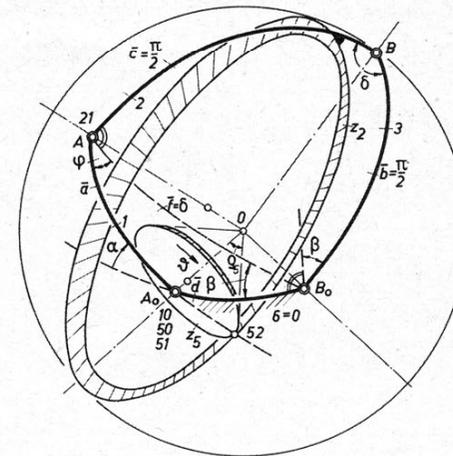


Bild 5 Koppelrädertrieb auf der Basis der umlaufenden sphärischen Kurbelschleife

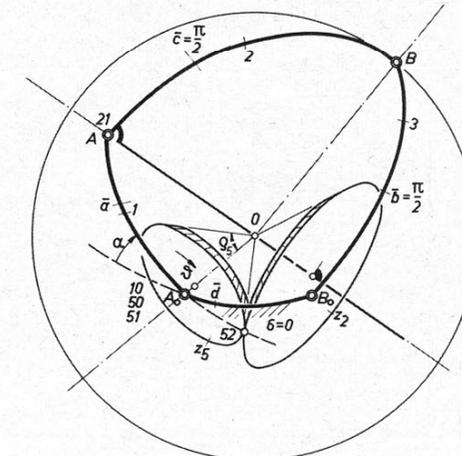


Bild 6 Koppelrädertrieb mit sphärischer Kurbelschleife, Kegelrad  $Z_2$  außenverzähnt

[15] Meyer zur Capellen, W. und G. Dittrich: Sphärische Umlaufastgetriebe. Ind.-Anz. 84 (1962) Nr. 26, S. 471-477

# Mechanism Models from MZC: Spherical Dwell Mechanisms



Introduction  
 ↓  
 IGM Roots  
 ↓  
 Mechanism Collection  
 ↓  
 Mechanism Descriptions  
 ↓  
 Mechanism Encyclopedia  
 ↓  
 DMG-Lib

Institut für Getriebetechnik und Maschinendynamik der RWTH Aachen IGM-Getriebeausstellung

Sphärisches Umlaufastgetriebe 264

- Übertragungsgetriebe zur Umwandlung einer umlaufenden Drehung in eine unlaufende Drehung mit Rasten  
 - Sphärisches fünfgliedriges Räderkurbelgetriebe

**Bild 1.** Sphärisches Umlaufastgetriebe  
 a) Kinematisches Schema  
 b) Getriebebild  
 c) Strukturbild

Institut für Getriebetechnik und Maschinendynamik der RWTH Aachen IGM-Getriebeausstellung

Sphärisches Umlaufastgetriebe 265

- Übertragungsgetriebe zur Umwandlung einer umlaufenden Drehung in eine unlaufende Drehung mit Rasten  
 - Sphärisches fünfgliedriges Räderkurbelgetriebe

**Bild 1.** Sphärisches Umlaufastgetriebe  
 a) Kinematisches Schema  
 b) Getriebebild  
 c) Strukturbild



- [15] Dittrich, G.; Wehn, V.: Sphärisches Umlaufastgetriebe (264). Der Konstrukteur 19 (1988) Nr. 5, S. 25-26.  
 [16] Dittrich, G.; Wehn, V.: Sphärisches Umlaufastgetriebe (265). Der Konstrukteur 19 (1988) Nr. 12, S. 19-20.  
 [17] Meyer zur Capellen, W. und G. Dittrich: Sphärische Umlaufastgetriebe. Ind.-Anz. 84 (1962) Nr. 26, S. 471-477

# Mechanism Models from MZC: Planar Dwell Mechanism



Introduction



IGM Roots



Mechanism Collection



Mechanism Descriptions



Mechanism Encyclopedia



DMG-Lib

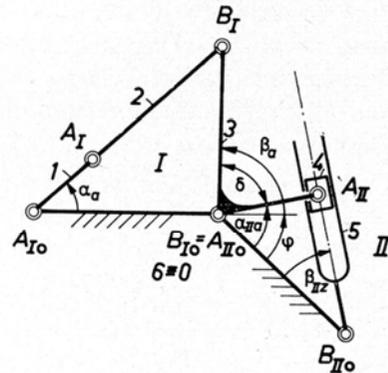


Bild 12: Kopplung Kurbelschwinge-Kurbelschleife

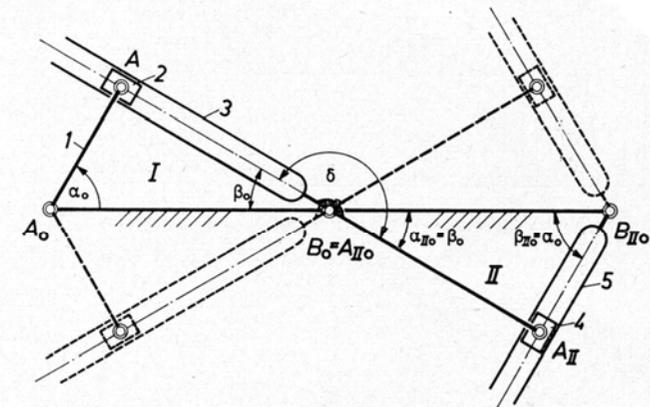


Bild 14a: Kopplung Kurbelschleife-Kurbelschleife ( $\delta = \pi$ )

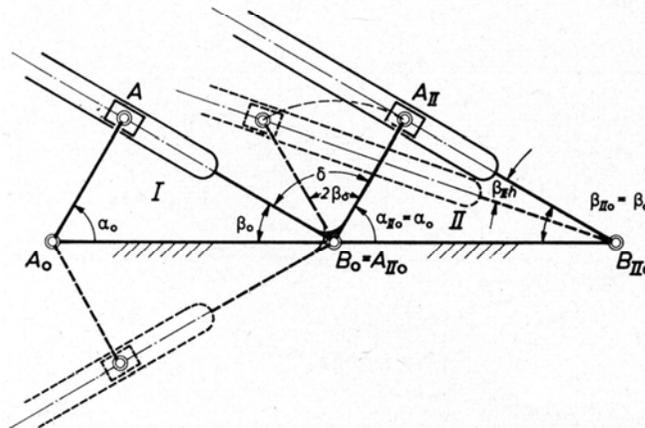


Bild 13: Kopplung Kurbelschleife-Kurbelschleife ( $\delta = \pi/2$ )

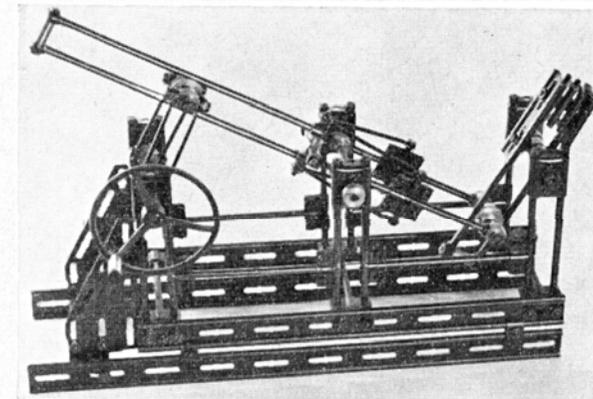


Bild 14b: Modell eines Getriebes nach Bild 14a

[18] Meyer zur Capellen, W.: Die Kreuzschleife als Rastgetriebe. Techn. Mitteilungen HdT 56 (1963) Nr. 7, S. 1/8.

# Mechanism Models from MZC: Planar Dwell Mechanism



Introduction



IGM Roots



Mechanism Collection



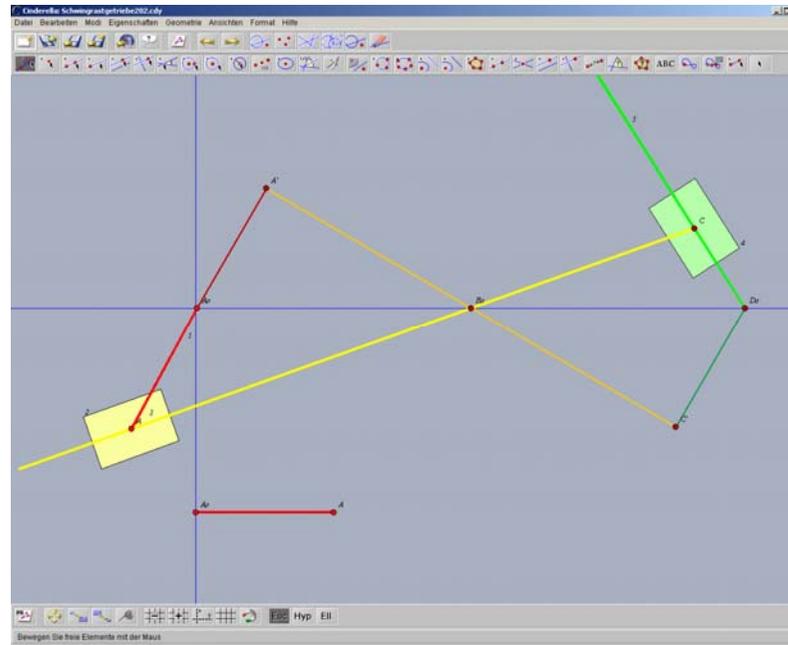
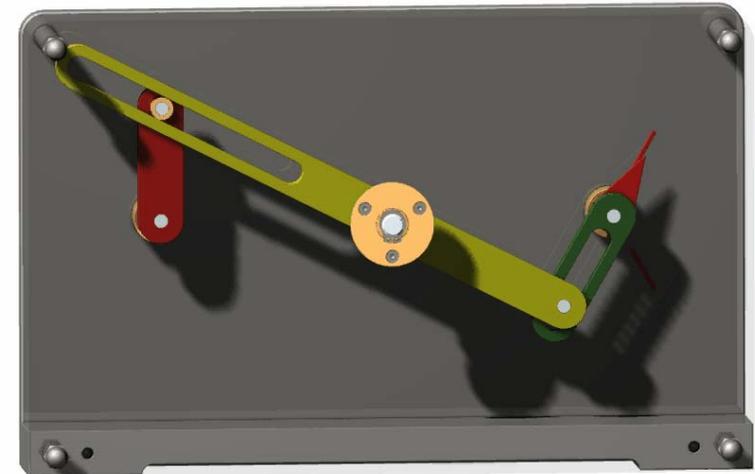
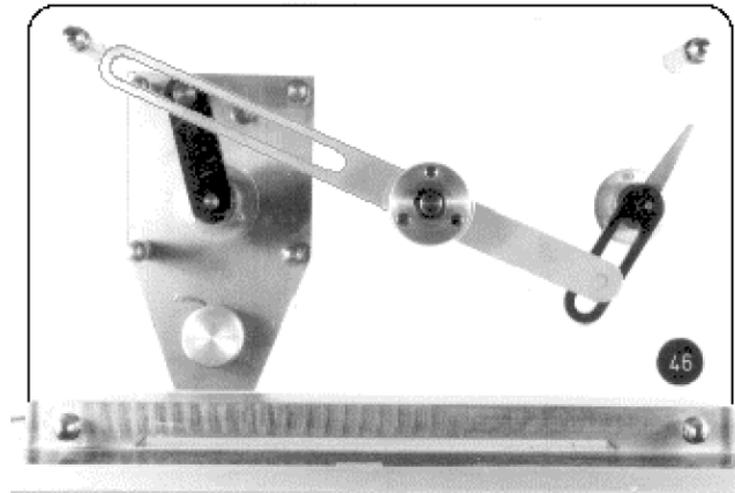
Mechanism  
Descriptions



Mechanism  
Encyclopedia



DMG-Lib



[18] Meyer zur Capellen, W.: Die Kreuzschleife als Rastgetriebe. Techn. Mitteilungen HdT 56 (1963) Nr. 7, S. 1/8.

# Interaktive Getriebebeschreibungen



Introduction  
 ↓  
 IGM Roots  
 ↓  
 Mechanism Collection  
 ↓  
 Mechanism Descriptions  
 ↓  
 Mechanism Encyclopedia  
 ↓  
 DMG-Lib

Institut für Getriebetechnik und Maschinendynamik der RWTH Aachen

IGM-Getriebeammlung

Schwingrastgetriebe 202

- Übertragungsgetriebe zur Umwandlung einer unlaufenden Drehung in eine schwingende Drehung mit je einer Rast in den Umkehrlagen  
 - Ebenes sechsgliedriges Kurbelgetriebe, ebenes Watt-2-Getriebe

a)

**Bild 1. Schwingrastgetriebe**

a) Kinematisches Schema  
 b) Getriebe Modell  
 c) Strukturbild

c)

**Symbole im Strukturbild:**  
 D für Drehung, S für Schiebung, W für Schraubung (Winkel) ↷ Antriebsgelenk, ↷ Abtriebsglied  
 Beispiel D<sub>1</sub>S<sub>1</sub>: Getriebe mit dem Freiheitsgrad 3; 2 Drehungen, 1 Schiebung

**Zugriffselemente:**  
 Anzahl der Antriebsgelenke : 1, davon 1 im Gestell  
 Anzahl der Abtriebsglieder : 1, davon 1 im Gestell  
 Anzahl der Glieder : 6, davon 4 binär, 2 ternär  
 Anzahl der Gelenke : 7, davon 5 Drehgelenke (D) 2 Schiebungen (S)

**Abmessungen:**  
 $\frac{A_0B_0}{A_0A} = 1$      $\frac{A_0A}{A_0B_0} = 0,5$   
 $\frac{B_0D_0}{B_0C} = 1$      $\frac{B_0C}{B_0D_0} = \sqrt{0,75} = 0,866$   
 Die Gelenkpunkte  $A_0, B_0, D_0$  des Gestells und  $A, B_0, C$  liegen jeweils auf einer Geraden.

**Erläuterung:**  
 Das sechsgliedrige ebene Kurbelgetriebe nach Bild 1 ist durch Hintereinanderschaltung zweier viergliedriger Kurbelgetriebe entstanden. Das erste Teilgetriebe ist die schwingende, nicht-versetzte Kurbelschleife  $A_0AB_0B_0$ , bestehend aus der Antriebskurbel 1, der Koppel 2, der Schleife 3 und dem Gestell 6,0. Das zweite Getriebe ist eine gleichartige Kurbelschleife, bestehend aus derselben Schleife 3, der Koppel 4, der Schleife 5 als Abtriebsglied und dem Gestell 6,0. Die Schleife 3 ist einerseits Abtriebsglied des ersten und andererseits Antriebsglied des zweiten Teilgetriebes. Durch diese Hintereinanderschaltung liegt eine multiplikative Kopplung vor, d.h. die Übertragungsfunktion 1. Ordnung bzw. das Übersetzungsverhältnis  $\psi_{s2} = d\psi_{s2}/d\varphi_1 = \omega_{s2}/\omega_1$  des Gesamtgetriebes ist das Produkt aus den Übertragungsfunktionen ( $d\psi_{s1}/d\varphi_1$ ) und ( $-d\psi_{s2}/d\varphi_2$ ) der beiden Teilgetriebe. Die beiden Teilgetriebe sind so bemessen und so gekoppelt, dass sie gleichzeitig ihre Totlagen erreichen, in denen  $A_0A$  senkrecht auf  $B_0A$  bzw.  $B_0C$  senkrecht auf  $D_0C$  steht, d.h. mit  $\lambda_1 = \frac{A_0A}{A_0B_0}$  und  $\lambda_2 = \frac{B_0C}{B_0D_0}$  gilt  $\lambda_2 = \sqrt{1 - \lambda_1^2}$ . In den Totlagen des Gesamtgetriebes, die beim Antriebswinkel  $\varphi_1^* = \arccos \lambda_1 = \pm 60^\circ$  angenommen werden, weist das Abtriebsglied 5 eine vierpunktige Rast auf, d.h. es gilt  $\psi_{s2}(\pm 60^\circ) = \psi_{s2}(\pm 60^\circ) = \psi_{s2}(\pm 60^\circ) = 0$ , so dass der Graph der Übertragungsfunktion 0. Ordnung  $\psi_{s2} = \psi_2(\varphi_1)$  einen Flachpunkt mit vierpunktig berührender Tangente besitzt (Bild 2). Da der Graph außerdem zu  $\varphi_1 = 0^\circ$  punktsymmetrisch ist, besitzen beide Rasten die gleiche Antriebsrastabweichung (Bild 3). Die nach Bild 1a in A und C jeweils vorhandenen Dreh- und Schiebungen wurden beim Modell nach Bild 1b als Gleitdrehgelenke, bestehend aus Bolzen und Kulise, ausgeführt.

**Autor:** Prof. Dr.-Ing. G. Dittrich  
 Veröffentlichung in [1] und Erstveröffentlichung im Internet am 30.05.2000

Institut für Getriebetechnik und Maschinendynamik der RWTH Aachen

IGM-Getriebeammlung

Übertragungsfunktionen 202

**Übertragungsfunktionen:**

Der Schleifenwinkel  
 $\psi_{s1} = \psi_{s1}(\varphi_1)$  (1)  
 lässt sich nach Gl. (7) mit  $i = 1$  berechnen, ebenso mit  $i = 2$  der Abtriebs-Schleifenwinkel  
 $\psi_{s2} = \psi_{s2}(\varphi_2)$  (2)  
 mit  
 $\varphi_2 = -\psi_{s1}$  (3)  
 oder unter Beachtung von Gl. (12) direkt aus Gl. (4):  
 $\tan \psi_{s2} = \frac{-\lambda_1 \lambda_2 \sin \varphi_1}{\lambda_1 - \lambda_2 (1 - \lambda_1 \cos \varphi_1)}$  (4)  
 Für die Übertragungsfunktionen 1. und 2. Ordnung gilt  
 $\frac{d\psi_{s2}}{d\varphi_1} = - \left( \frac{d\psi_{s2}}{d\varphi_2} \right) \left( \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} \right)$ ; (5)  
 $\frac{d^2\psi_{s2}}{d\varphi_1^2} = \left( \frac{d^2\psi_{s2}}{d\varphi_2^2} \right) \left( \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} \right)^2 - \left( \frac{d\psi_{s2}}{d\varphi_2} \right) \left( \frac{d^2\varphi_2}{d\varphi_1^2} \right)$ . (6)  
 Für  $i = 1, 2$  gilt:  
 $\tan \psi_{si} = \frac{\lambda_i \sin \varphi_i}{1 - \lambda_i \cos \varphi_i}$ ; (7)  
 $\frac{d\psi_{si}}{d\varphi_i} = \frac{\lambda_i (\cos \varphi_i - \lambda_i)}{\lambda_i^2}$ ; (8)  
 $\frac{d^2\psi_{si}}{d\varphi_i^2} = - \frac{\lambda_i (1 - \lambda_i^2) \sin \varphi_i}{\lambda_i^4}$  (9)  
 Darin sind  
 $\lambda_1 = \frac{A_0A}{A_0B_0}$ ; (10)  
 $\lambda_2 = \frac{B_0C}{B_0D_0}$ ; (11)  
 $\lambda_2^2 = 1 + \lambda_1^2 - 2 \lambda_1 \cos \varphi_1$ . (12)

**Ablesebeispiel zu Bild 3:**  
 Eine Rast, die bei einem Antriebswinkel  $\varphi_1 = 30^\circ$  (bzw.  $\varphi_1 = 270^\circ$ ) beginnt und bei  $\varphi_1 = 90^\circ$  (bzw.  $\varphi_1 = 330^\circ$ ) endet, erstreckt sich über einen Bereich von  $\varphi_R = 60^\circ$ ; sie weist eine Antriebsrastabweichung von  $Q = 10^{-2}$  bzw. eine Rastabweichung von  $\Delta\psi_R = 0,6^\circ$  auf.

**Literatur:**  
 [1] Dittrich, G., Wehn, V.: Schwingrastgetriebe. Der Konstrukteur 20 (1989) Nr. 1-2, S. 17/18.  
 [2] Meyer zur Capellen, W.: Die Kreuzschleife als Rastgetriebe. Technische Mitteilungen HMT 56 (1963) Nr. 7, S. 251/58.  
 [3] VDI-GKE (Hrsg.): Richtlinie VDI 2725, Blatt 1, Entwurf. Getriebeentwerfer für den Entwurf und die Erhaltung von Getrieben. Düsseldorf: VDI-Verlag 1983.

**Antriebsrastabweichung nach Richtlinie VDI 2725 [3]:**

$Q = \frac{\Delta\psi_R}{\varphi_R}$  mit  $\Delta\psi_R$  Rastabweichung  
 $\varphi_R$  Antriebsdrehwinkel für die Rast

[17] Dittrich, G.; Wehn, V.: Schwingrastgetriebe (202). Der Konstrukteur 20 (1989) Nr. 1-2, S. 251-258.  
 [19] Corves, B., Niemeyer, J. : Das IGM-Getriebelexikon als Instrument der Wissensverarbeitung in der Getriebetechnik. Proceedings of the IX. International Conference on the Theory of Machines and Mechanism, August 31 – Sept. 2, 2004, Liberec, Czech Republic.

# Mechanism Models from MzC : Planar Dwell Mechanism



Introduction



IGM Roots



Mechanism Collection



Mechanism Descriptions



Mechanism Encyclopedia



DMG-Lib

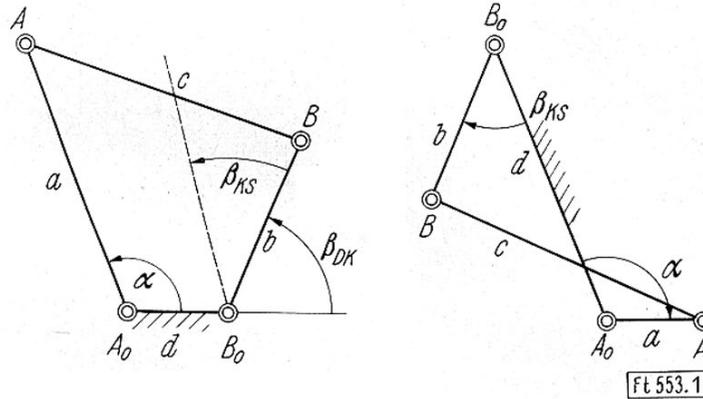


Abb. 1. Doppelkurbel mit zugeordneter Kurbelschwinge

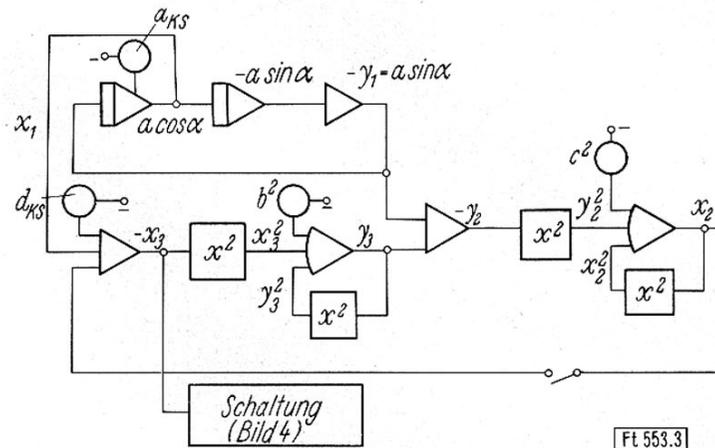


Abb. 3. Rechenschaltung für die Kurbelschwinge

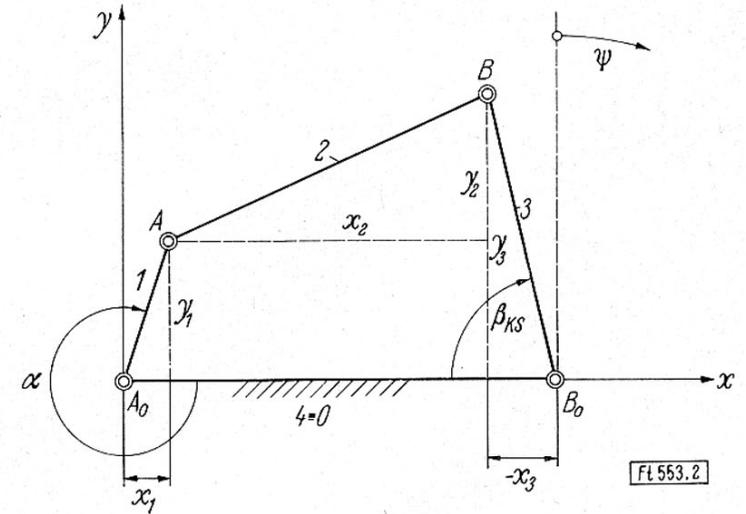


Abb. 2. Bezeichnungen an der Kurbelschwinge

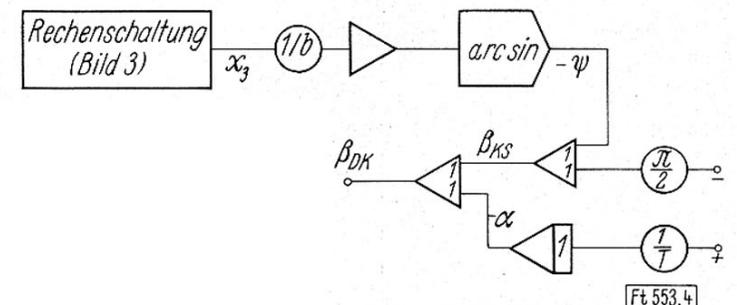


Abb. 4. Ergänzung der Rechenschaltung für die Kurbelschwinge

[20] Meyer zur Capellen, W. und H. Houben: Bemerkungen zur elektronischen Ermittlung der Abtriebsgesetze und der Koppelkurven von Gelenkmechanismen. Feinwerktechnik 70 (1966) Nr. 10, S. 475/77.

# Mechanism Models from MzC : Planar Dwell Mechanism



**Introduction**

↓

IGM Roots

↓

Mechanism Collection

↓

Mechanism Descriptions

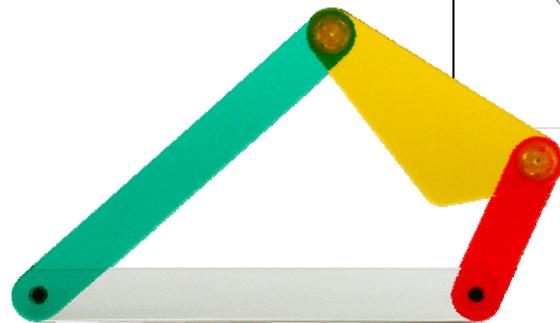
↓

Mechanism Encyclopedia

↓

DMG-Lib

Institut für Getriebetechnik und Maschinendynamik der RWTH Aachen		IGM-Getriebesammlung	
Umlauffähiges viergliedriges Drehgelenkgetriebe		106	
<ul style="list-style-type: none"> <li>- Einfaches Führungs- und Übertragungsgetriebe</li> <li>- Ebenes viergliedriges Drehgelenkgetriebe</li> </ul>			
		a)	b)
		c)	d)



- [20] Meyer zur Capellen, W. und H. Houben: Bemerkungen zur elektronischen Ermittlung der Abtriebsgesetze und der Koppelkurven von Gelenkmechanismen. *Feinwerktechnik* 70 (1966) Nr. 10, S. 475/77.
- [21] Dittrich, G.; Müller, J.: Umlauffähiges viergliedriges Drehgelenkgetriebe (106). *Der Konstrukteur* 23 (1992) Nr. 4, S. 37-38.

# Mechanism Models from MzC: Rotary Engine



Introduction



IGM Roots



Mechanism Collection



Mechanism  
Descriptions



Mechanism  
Encyclopedia



DMG-Lib

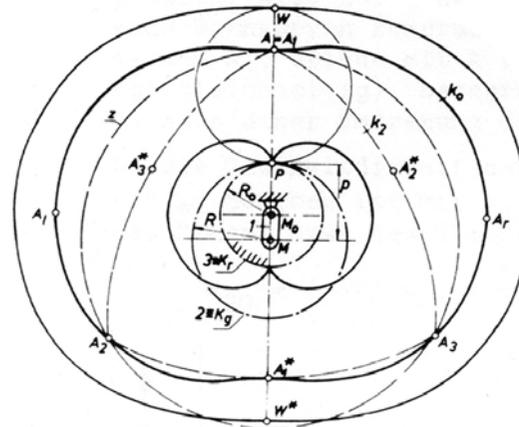


Bild 7: Verschiedene Formen der Epizykloiden

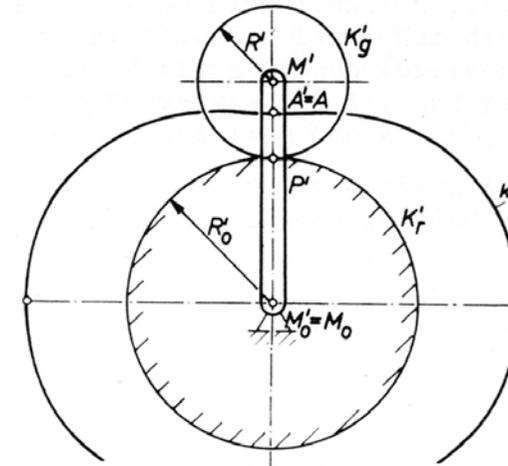
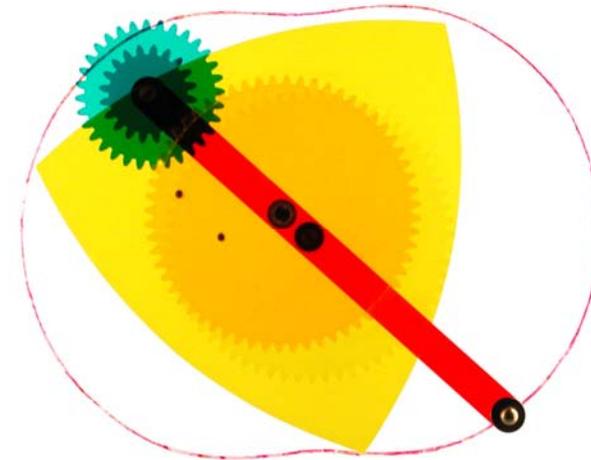
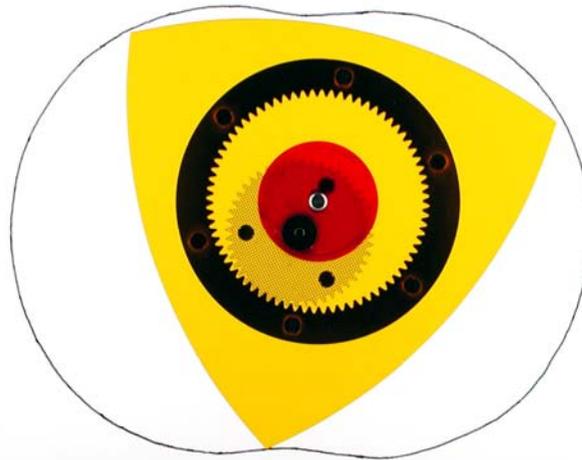


Bild 8: Erzeugung des Zylinders durch außenverzahntes Räderpaar



- [22] Meyer zur Capellen, W.: Kinematik des Kreiskolbenmotors. Haus der Technik - Vortragsveröffentlichungen (1967) Nr. 112, S. 21/30.
- [23] Meyer zur Capellen, W.: Kinematik der Umlaufrädertriebe und ihre Anwendung auf den Wankelmotor. Ind.-Anz. 83 (1961) Nr. 57, S. 21-24.

# Mechanism Models from MZC: Rotary Engine



Introduction



IGM Roots



Mechanism Collection



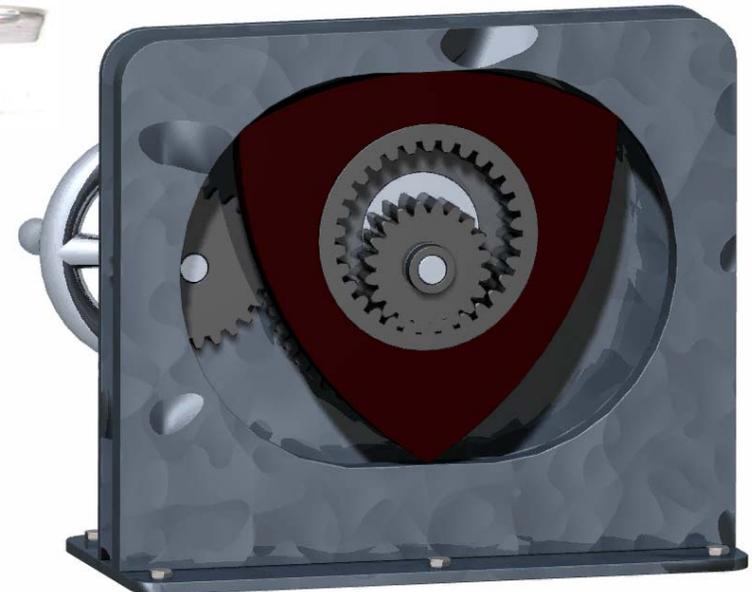
Mechanism Descriptions



Mechanism Encyclopedia

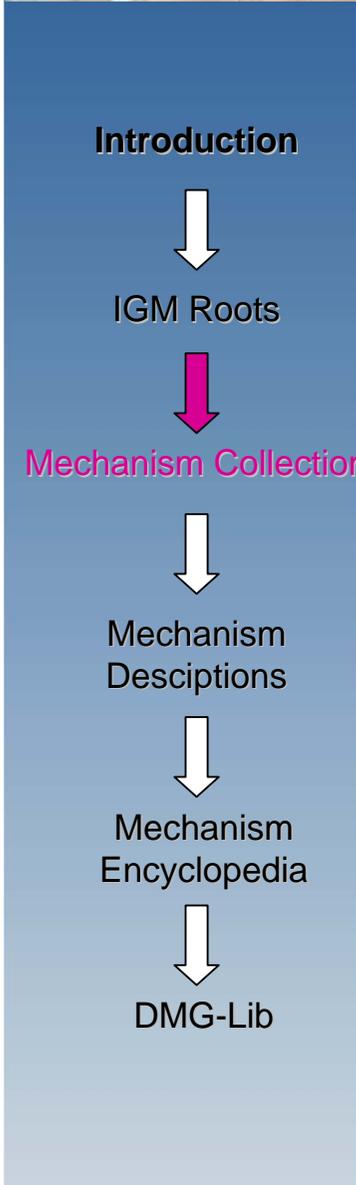


DMG-Lib



- [22] Meyer zur Capellen, W.: Kinematik des Kreiskolbenmotors. Haus der Technik - Vortragsveröffentlichungen (1967) Nr. 112, S. 21/30.
- [23] Meyer zur Capellen, W.: Kinematik der Umlaufrädertriebe und ihre Anwendung auf den Wankelmotor. Ind.-Anz. 83 (1961) Nr. 57, S. 21-24.

# Short History of IGM: Günter Dittrich



## Getriebetechnik in Beispielen

Grundlagen und 46 Aufgaben aus der Praxis

Herausgegeben von  
Professor Dr.-Ing. **Günter Dittrich**

Verfaßt von  
Professor Dr.-Ing. **Günter Dittrich**  
und Dipl.-Ing. **Reinhard Braune**  
Institut für Getriebetechnik und Maschinendynamik  
der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule  
Aachen

Mit 260 Abbildungen und 7 Tabellen

R. Oldenbourg Verlag München Wien 1978



# Mechanism Models for Overhead Projector



Introduction



IGM Roots



Mechanism Collection



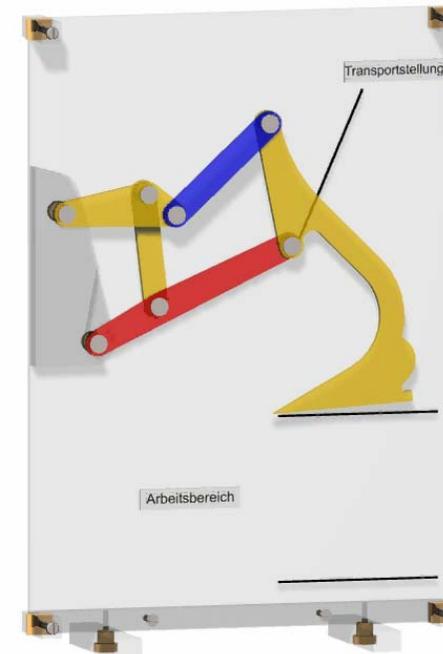
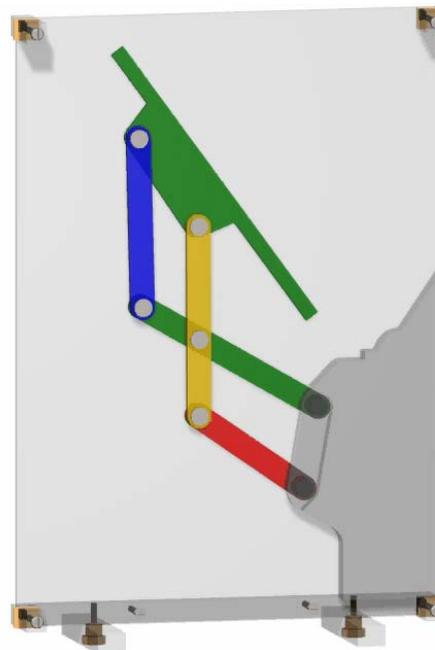
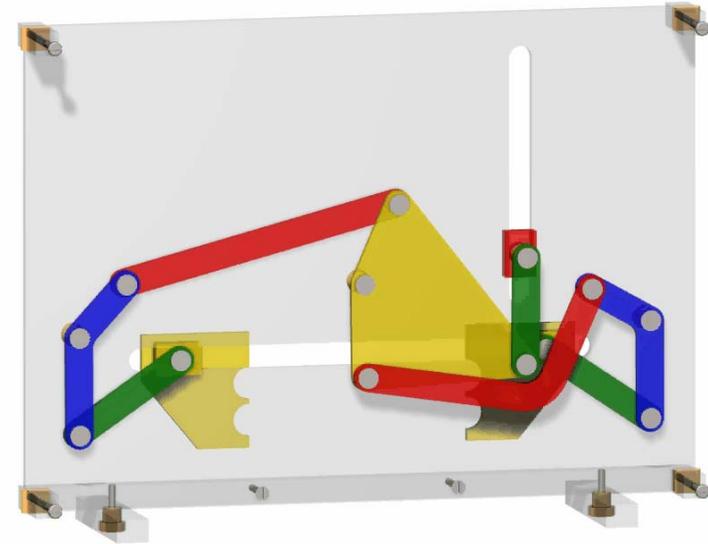
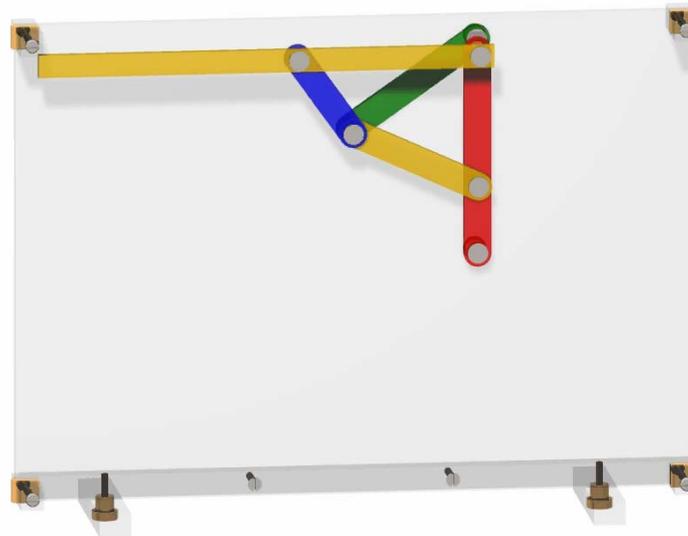
Mechanism Descriptions



Mechanism Encyclopedia



DMG-Lib



# First IGM- Mechanism Model Description in 1988



Introduction

↓

IGM Roots

↓

Mechanism Collection

↓

Mechanism Descriptions

↓

Mechanism Encyclopedia

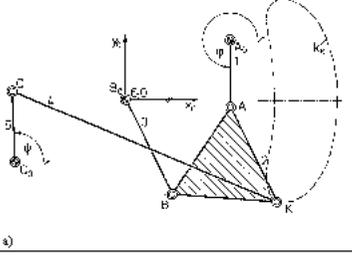
↓

DMG-Lib

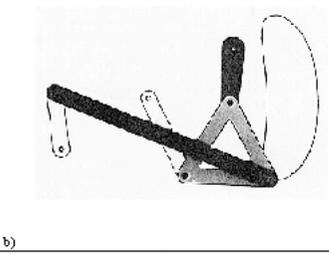
**IGM-Getriebesammlung** 203

**Koppelkurvenrastgetriebe**

Übertragungsgetriebe zur Umwandlung einer umlaufenden Drehung in eine schwingende Drehung mit zwei Rasten.  
Ebenes sechsgliedriges Kurbelgetriebe, ebenes Stephenson-3-Getriebe



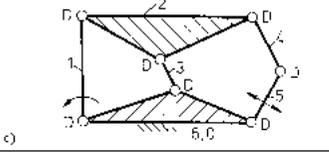
a)



b)

**Bild 1. Koppelkurvenrastgetriebe**

a) Kinematisches Schema  
b) Getriebemodell  
c) Strukturmodell



c)

**Symbole im Strukturmodell:**  
D für Drehung, S für Schiebving, W für Schwingung (Windung), Antriebsglied, Abtriebsglied  
Beispiel D<sub>3</sub>: Gehack mit dem Einheitsgrad 3; 2 Drehungen, 1 Schiebving

**Zugriffsmerkmale:**  
Anzahl der Antriebsgelenke : 1, davon 1 im Gestell  
Anzahl der Abtriebsglieder : 1, davon 1 im Gestell  
Anzahl der Glieder : 6, davon 4 binär, 2 ternär  
Anzahl der Gelenke : 7, davon 7 Drehgelenke (D)

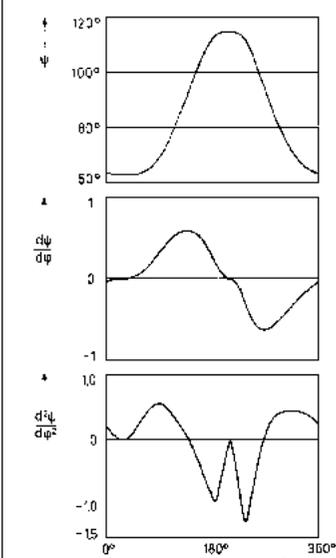
**Abmessungen:**  
 $\overline{A_0B_0} = 1$      $\overline{AE} = 0,8621$      $\overline{AK} = 0,8621$   
 $\overline{A_0C_0} = 2,0345$      $\overline{E_0E} = 0,8621$      $\overline{EK} = 0,8621$   
 $\overline{A_0A} = 0,5517$      $\overline{C_0C} = 0,5747$      $\overline{CK} = 2,3564$

**Erläuterung:**  
Das Getriebe besteht aus dem viergliedrigen Grundgetriebe  $A_0ABB_0$  mit aufgehängtem Zwischschlag  $EC_0C_0$ . Antriebsglied ist die umlaufende Kurbel 1, Abtriebsglied ist die Schwingung 5, die in beiden Umkehrlagen eine Rast aufweist.  
Es handelt sich hierbei um ein Koppelkurvenrastgetriebe. Die symmetrische Koppelkurve  $kg$  des Punktes  $K$  hat in der Nähe der durch  $E_0$  gehenden Symmetrieachse zwei Teilbereiche mit gleicher, jeweils annähernd konstanter Krümmung. Die Länge der Koppel 4 ist gleich dem dortigen Krümmungsradius. Da der Punkt  $C$  mit dem Krümmungsmittelpunkt zusammenfällt, wenn die Abschnitte nahezu konstanter Krümmung durchlaufen werden, weist das Abtriebsglied 5 einen genäherten Stillstand auf.  
Die Länge der Schwingung 5 bestimmt den Schwingwinkel des Abtriebes.

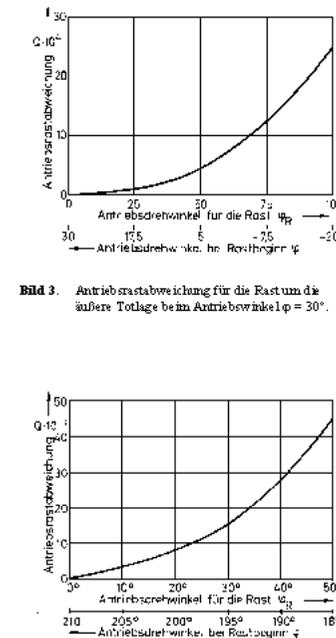
**Author:** Prof. Dr.-Ing. G. Dittrich  
Vorveröffentlichung in [1] und Erstveröffentlichung im Internet am 20.05.2006

**Literatur:**  
 [1] Dittrich, G., Wehn, V.: Koppelkurvenrastgetriebe. Der Konstrukteur 19 (1988) Nr. 3, S. 89-90.  
 [2] Meyers u. Capellen, W.: Zur Theorie der Bahngestaltung. Konstruktion 13 (1943) 10, S. 389-392.  
 [3] Meyers u. Capellen, W.; Dahn, F.; Schneider, G.: Ermittlung und Anwendung symmetrischer Koppelkurven mit zwei ständig veränderlichen Krümmungsradien. Industrie-Anzeiger 89 (1947) 17, S. 320-323.  
 [4] Meyers u. Capellen, W.; Dahn, F.; Schneider, G.: Entwurf von Schrit- und Doppelschrittmotoren. Industrie-Anzeiger 89 (1947) 23, S. 487-490.  
 [5] VDI-GRE (Hrsg.): Richtlinie VDI 2721, Blatt 1, Entwurf Getriebelemente. Kennwerte für den Entwurf und die Herstellung von Getrieben. Düsseldorf: VDE-Verlag 1983.

**IGM-Getriebesammlung** 203



**Bild 2.** Übertragungsfunktionen 0. bis 2. Ordnung

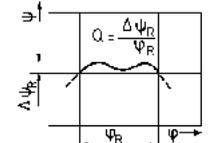


**Bild 3.** Antriebslastabweichung für die Rast um die äußere Totlage beim Antriebswinkel  $\varphi = 30^\circ$ .

**Bild 4.** Antriebslastabweichung für die Rast um die innere Totlage beim Antriebswinkel  $\varphi = 210^\circ$ .

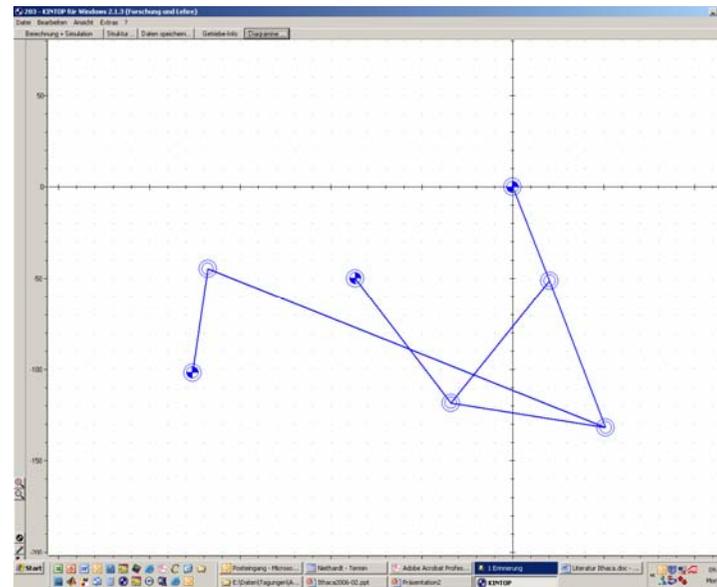
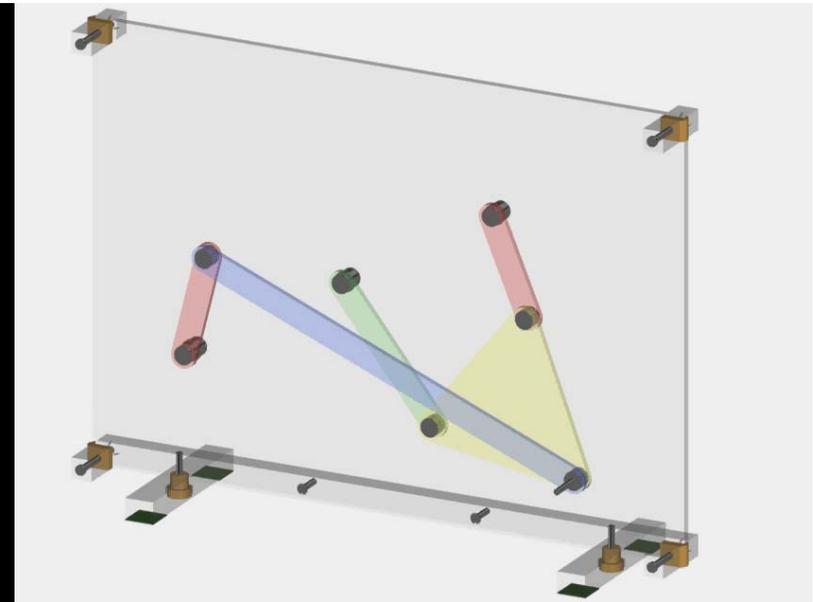
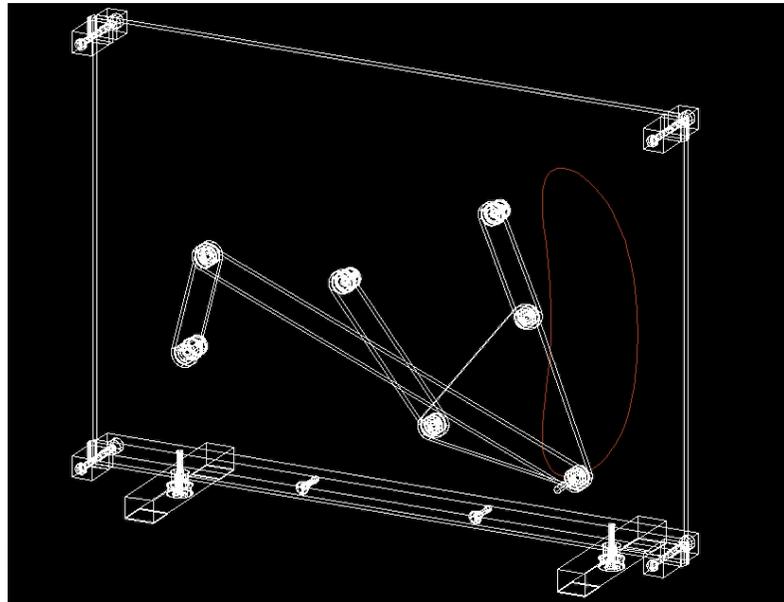
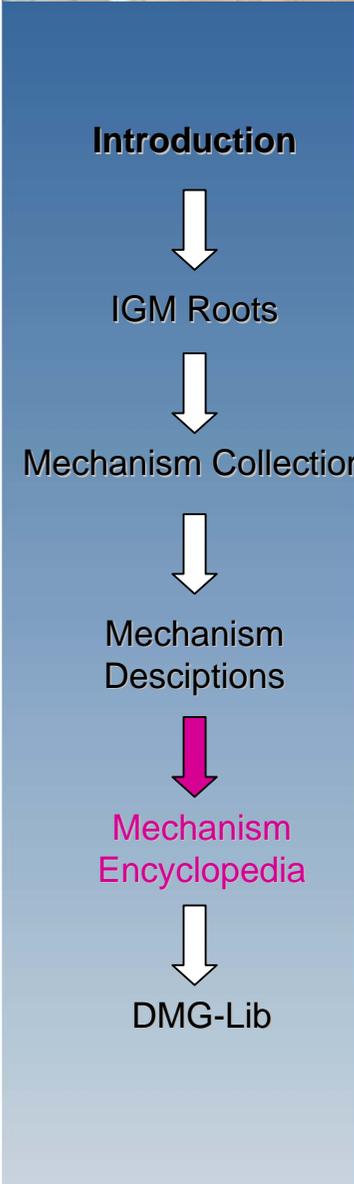
**Ablesebeispiel zu Bild 3:**  
Eine Rast, die bei einem Antriebswinkel  $\varphi = 5^\circ$  beginnt und bei  $\varphi = 55^\circ$  endet, erstreckt sich über einen Bereich von  $\varphi_R = 50^\circ$ ; es weist eine Antriebslastabweichung von  $Q = 4 \cdot 10^{-4}$  bzw. eine Rastabweichung von  $\Delta\psi_R = 0,02^\circ$  auf.

**Antriebslastabweichung nach Richtlinie VDI 2725 [5]:**

$$Q = \frac{\Delta\psi_R}{\varphi_R} \quad \text{mit} \quad \frac{\Delta\psi_R}{\varphi_R} = \text{Rastabweichung Antriebsdrehwinkel für die Rast}$$


[25] Dittrich, G.; Wehn, V.: Koppelkurvenrastgetriebe (203). Der Konstrukteur 19 (1988) Nr. 3, S. 89-90.

# First IGM- Mechanism Model Description in 1988



[25] Dittrich, G.; Wehn, V.: Koppelkurvenrastgetriebe (203). Der Konstrukteur 19 (1988) Nr. 3, S. 89-90.



# XIX. IWK in Ilmenau, East Germany 1974

Introduction



IGM Roots



Mechanism Collection



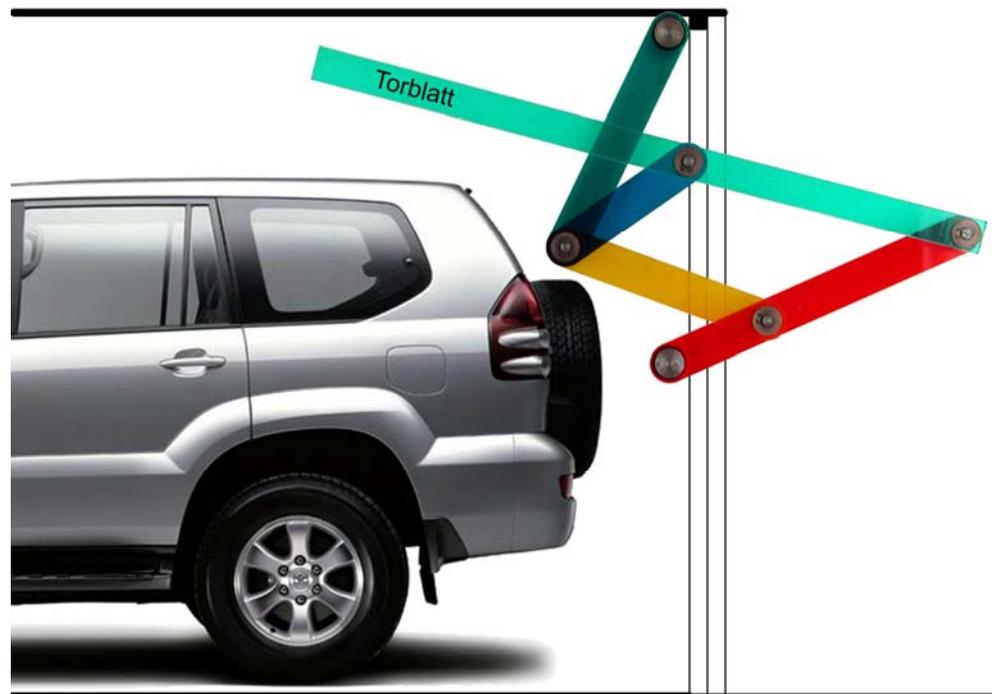
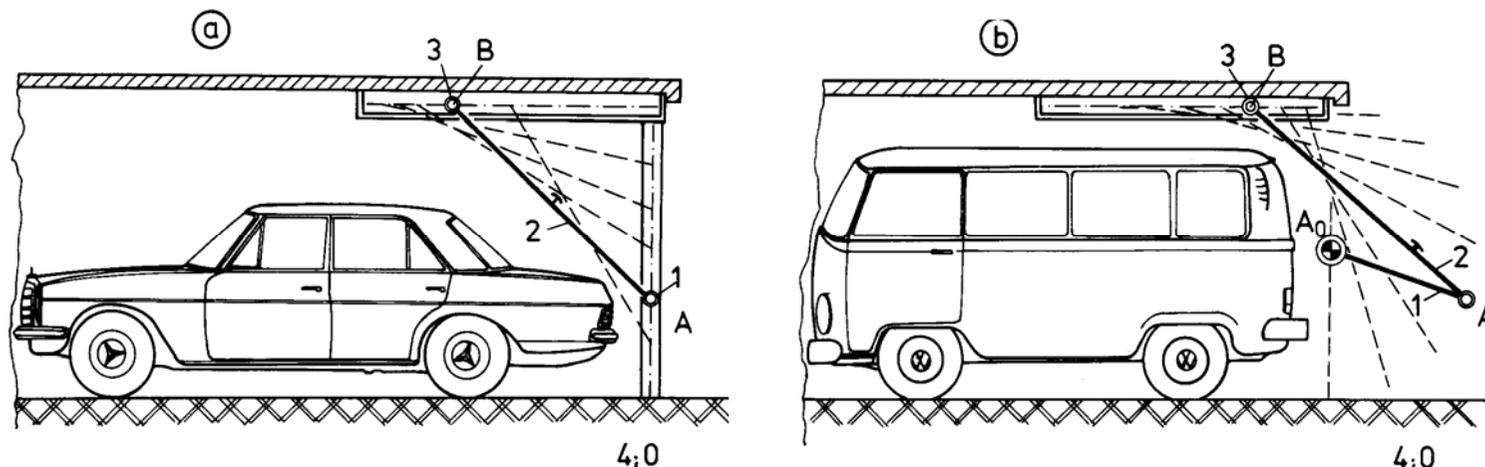
Mechanism Descriptions



Mechanism Encyclopedia



DMG-Lib



[26] Dittrich, G.: Technische Funktionsmöglichkeiten sechsgliedriger Koppelge-triebe. Vortragssammelband des XIX. Internationalen Wissenschaftlichen Kolloquiums 1974 der TH Ilmenau, Heft 3, S. 9-15.

# Model Description for Garage Door Mechanism



**Introduction**

↓

**IGM Roots**

↓

**Mechanism Collection**

↓

**Mechanism Descriptions**

↓

**Mechanism Encyclopedia**

↓

**DMG-Lib**

▶

**IGM-Getriebesammlung**

Laufschienenloses Garagentor 603

- Führungsgetriebe zur Umwandlung einer schwingenden Drehung in eine Gleitführung  
- Ebenes sechsgliedriges Kurbelgetriebe, ebenes Watt-1-Getriebe bzw. ebenes Stephenson-1-Getriebe

**Bild 1.** Laufschienenloses Garagentor  
a) Kinematisches Schema  
b) Modellgetriebe aus Plexiglas  
c) Strukturbild

**Zugriffsmerkmale:**  
Anzahl der Antriebsgelenke: 1, davon 1 am Gestell  
Anzahl der Abtriebsglieder: 1, davon 0 am Gestell  
Anzahl der Glieder: 6, davon 4 binär, 2 ternär  
Anzahl der Gelenke: 7, davon 5 Drehgelenke (D), 1 Doppeldrehgelenk (D<sub>2</sub>)

**Abmessungen (in Längeneinheiten):**  
 $\overline{A_0A} = 1 - 1$ ;  $\overline{AB} = 1_2 - 2,031$ ;  $\overline{E_0B} = 1_3 - 2,25$ ;  
 $\overline{BD} = 1_4 - 1,387$ ;  $\overline{CD} = 1_5 - 2,656$ ;  $\overline{A_0E_0} = 1_1 - 3,125$ ;  
 $\overline{A_0C} = 1_1^* - 2,968$ ;  $\angle A_0AC = 0^\circ$ .

**Erläuterung:**  
Das sechsgliedrige Führungsgetriebe in **Bild 1** besteht aus der viergliedrigen Kurbelschwinge  $A_0ABE_0$  und dem durch den Kurvenpunkt C und den Gelenkpunkt B geführten Dreischlag CDB. Das geführte Abtriebsglied ist die Koppel 5, sie ist bei Handbedienung wie im vorliegenden Modellgetriebe auch gleichzeitig das Abtriebsglied gegenüber dem Gestell. Es könnte aber auch die Kurbel 1 im Gelenk  $A_0$  gegenüber dem Gestell mit einem Motor angetrieben werden.  
Der Mechanismus (in zweifacher Anordnung) dient zur Führung eines Garagentorblattes von einer vertikalen in eine horizontale, deckennahe Lage. Dabei wird auf die Verwendung einer Deckenlaufschiene, wie sie bei konventionellen Garagentoren nötig ist, verzichtet.  
Die beiden Gestelldrehgelenke  $A_0$ ,  $E_0$  sind direkt am Torrahmen angebracht. Da zudem das Getriebe bei geschlossenem Garagentor nur eine geringe Packungsbreite senkrecht

**IGM-Getriebesammlung**

Bild 3. Stephenson-1-Getriebe  
a) Kinematisches Schema  
b) Strukturbild

**Getriebsynthese**  
Die grundsätzliche Führungsaufgabe besteht darin, das Garagentorblatt 5 in vorgegebenen Lagen zu positionieren (Punkt  $C(x_C, y_C)$ ) und zu orientieren ( $\sigma_5$ ), wobei die Lagen so auszuwählen sind, dass der zum Parken zur Verfügung stehende Garaginnenraum möglichst wenig durch die Binnführenden des Torblattes eingeschränkt wird (Bild 4). Ist wie in diesem Fall ein sechsgliedriges Getriebe zu synthetisieren, empfiehlt sich die Verwendung von Rechnerprogrammen, wie sie am IGM entwickelt werden. Die ermittelten Abmessungen sind oben angegeben. Da es sich bei dem Grundgetriebe um eine Kurbelschwinge handelt, muss die Anfangs- und Endstellung des Torblattes durch Anschläge begrenzt werden, der Kurbel steht somit ein Bewegungsbereich von  $180^\circ \leq \varphi \leq 360^\circ$  zur Verfügung.

**Berechnung der Garagentorblattlagen**  
Die Lagen des Torblattes 5 (Bild 1, 5) sind bestimmt, wenn die Lagen des gliedfesten  $x_C, y_C$ -Koordinatensystems mit dem Ursprung in G im gefestigten  $x_0, y_0$ -Koordinatensystem in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel  $\varphi$  berechnet werden können:

**Bild 4.** Lagenachse des Garagentorblattes

$x_C(\varphi) = l_1^* \cos \varphi$ ;  $y_C(\varphi) = l_1^* \sin \varphi$   
 $\overline{E_0A} = f = \sqrt{l_1^2 + l_2^2 - 2l_1l_2 \cos \varphi}$ ;  
 $\overline{E_0C} = f = \sqrt{l_1^2 + l_2^2 - 2l_1l_2 \cos \varphi}$ ;  
 $\sin \psi_2 = l_2 \sin \varphi / f$ ;  $\cos \psi_1 = (l_2^2 + f^2 - l_1^2) / (2l_2 f)$ ;  
 $\alpha = \varphi + \psi_2 + \psi_1 - \pi$ ;  
 $\varphi^* = 2\pi - \varphi + \alpha = \pi + \psi_2 + \psi_1$ ;

**Bild 5.** Bezeichnungen der Strecken und Winkel beim Getriebe nach Bild 1

**Feder zum Gewichtsausgleich**  
Aus Sicherheitsaspekten sollten Garagentore so ausgelegt sein, dass sich das Torblatt in jeder Lage im Gleichgewicht befindet oder dass sich das Torblatt nach oben bewegt. Dies bedingt meistens den Einsatz einer Feder. Die Auslegung dieser Feder und die Festlegung der Ankerpunkte der Feder können mit Hilfe eines am IGM vorhandenen Rechnerprogramms oder z. B. durch eine Energiebetrachtung des Systems erfolgen. Bild 6 zeigt eine Metallausführung des Modellgetriebes nach Bild 1 mit eingebaute Feder.

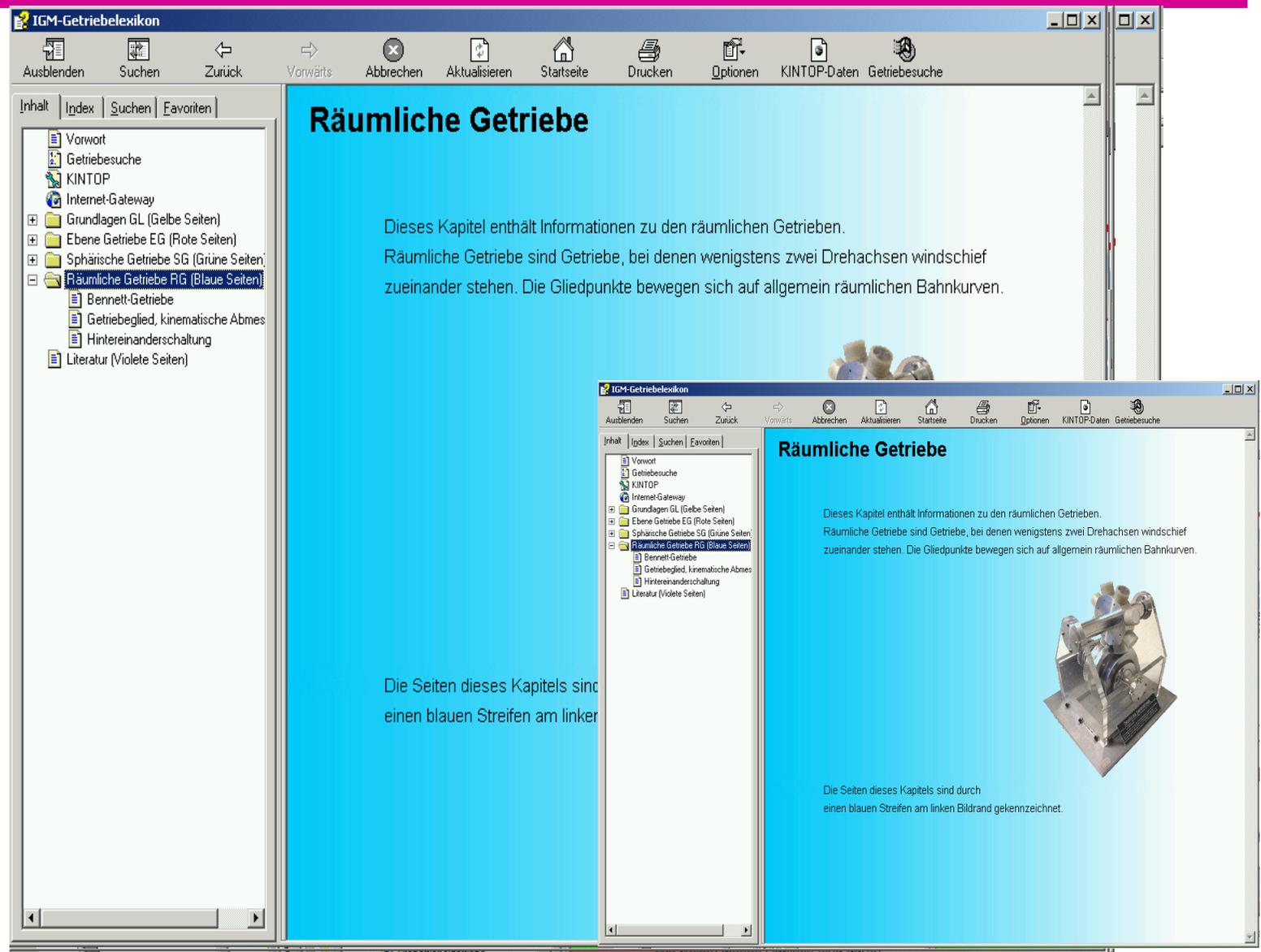
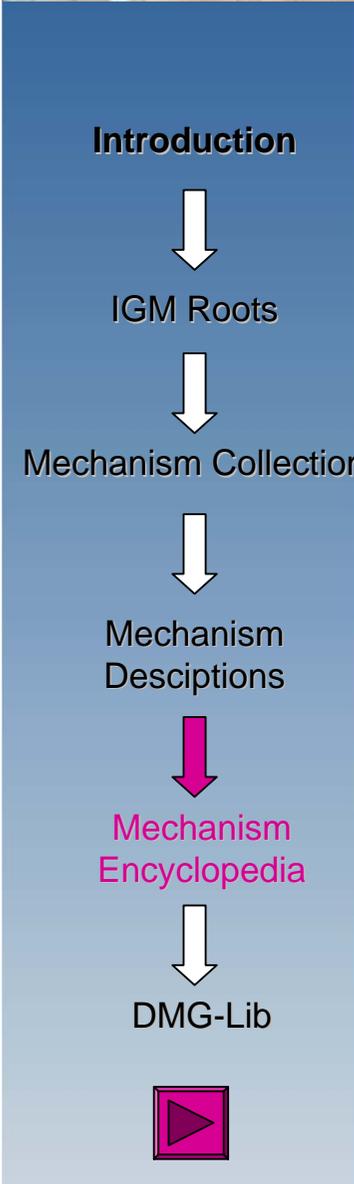
**Bild 6.** Modellgetriebe mit eingebauter Feder

**Literatur:**  
[1] Dittrich, G., Müller, J.: Laufschienenloses Garagentor. Der Konstrukteur 24 (1993) Nr. 7-8, S. 35/36.  
[2] Dittrich, G.: Technische Funktionmöglichkeiten sechsgliedriger Koppelgetriebe. Vortragband des 21. Internationalen Wissenschaftlichen Kolloquiums 1974 der TH Aachen, Heft 3, S. 9/11.  
[3] Dittrich, G.: Systematik der Bewegungsangaben und grundsätzliche Lösungsansätze. VDI-Berichte Nr. 176, S. 1/20. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1983.  
[4] Abel, T.: Ein Beitrag zur Struktur- und Maßsynthese sechsgliedriger ebener Kurbelgetriebe zur Erhellung antriebsbezogener allgemeiner und spezieller Gliedlagen. Dissertation RWTH Aachen, 1983.  
[5] Schreiber, H.: Maßsynthese ebener Kurbelgetriebe durch Kreisquerschnitts- und Homotopieverfahren. Diss. RWTH Aachen 1999.  
[6] Dittrich, G., Müller, J.: Umlaufgetriebe viergliedriges Drehgelenkgetriebe. Der Konstrukteur 23 (1992) Nr. 4, S. 3/7B.

Autor: Prof. Dr.-Ing. G. Dittrich  
Vervielfältigung in [1] und Veröffentlichung im Internet am 30.03.2000

[27] Dittrich, G.; Müller, J.: Laufschienenloses Garagentor (603). Der Konstrukteur 24 (1993) Nr. 7-8, S. 35-36.

# IGM Mechanism Encyclopedia



[19] Corves, B., Niemeyer, J. : Das IGM-Getriebelexikon als Instrument der Wissensverarbeitung in der Getriebetechnik. Proceedings of the IX. International Conference on the Theory of Machines and Mechanism, August 31 – Sept. 2, 2004, Liberec, Czech Republic.

# Mechanism Data Base



## Introduction



IGM Roots



Mechanism Collection



Mechanism Descriptions



Mechanism Encyclopedia



DMG-Lib



## Formular für die Getriebesuche

*Form for the search of mechanisms*

### Suchkriterien zur Getriebestruktur

Getriebedimension:	<input type="text" value="Beliebig"/>	Anzahl Getriebeglieder:	<input type="text" value="Beliebig"/>
Antriebsbewegungen:	<input type="text" value="Beliebig"/>	Anzahl Antriebsglieder:	<input type="text" value="Beliebig"/>
Abtriebsbewegungen:	<input type="text" value="Beliebig"/>	Anzahl Abtriebsglieder:	<input type="text" value="Beliebig"/>
Umlauffähigkeit:	<input type="text" value="Beliebig"/>		

### Suchkriterien für Übertragungsaufgaben

Übertragungsfunktion:	<input type="text" value="Beliebig"/>
Bewegungssinn des Abtriebsgliedes:	<input type="text" value="Beliebig"/>

### Suchkriterien für Führungsaufgaben

Bahnkurve eines Gliedpunktes:	<input type="text" value="Beliebig"/>
Durchlaufsinne der Bahnkurve:	<input type="text" value="Beliebig"/>
Orientierung einer Gliedgeraden:	<input type="text" value="Beliebig"/>
Drehsinn der Gliedgeraden:	<input type="text" value="Beliebig"/>
Antriebsbezug:	<input type="text" value="Beliebig"/>
Sonstige Bewegungsaufgabe:	<input type="text" value="Beliebig"/>

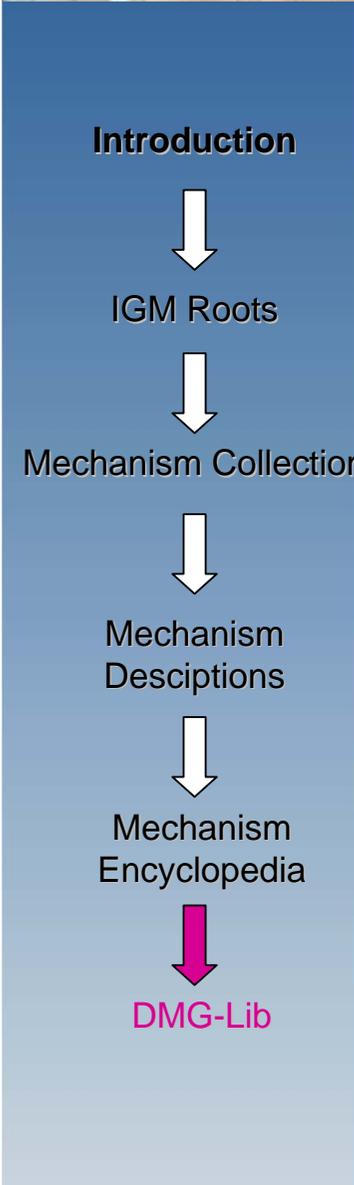
Suchen

Zurücksetzen

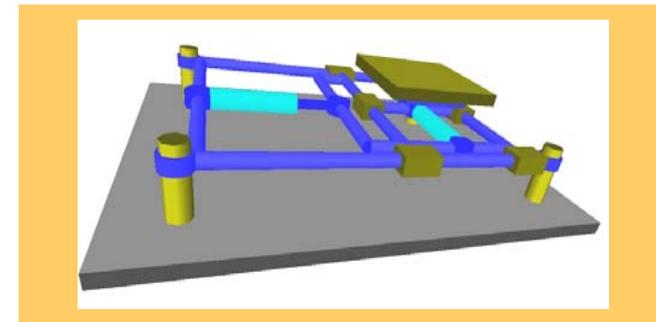
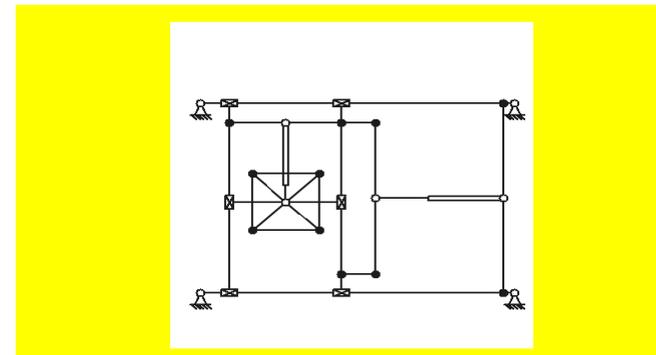
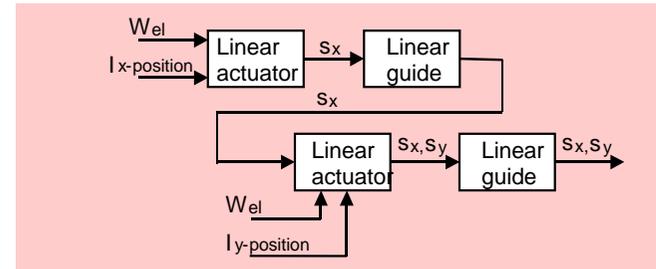
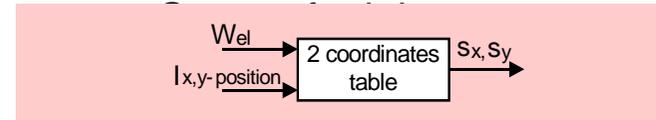
Hilfe



# The Future: DMG-Lib

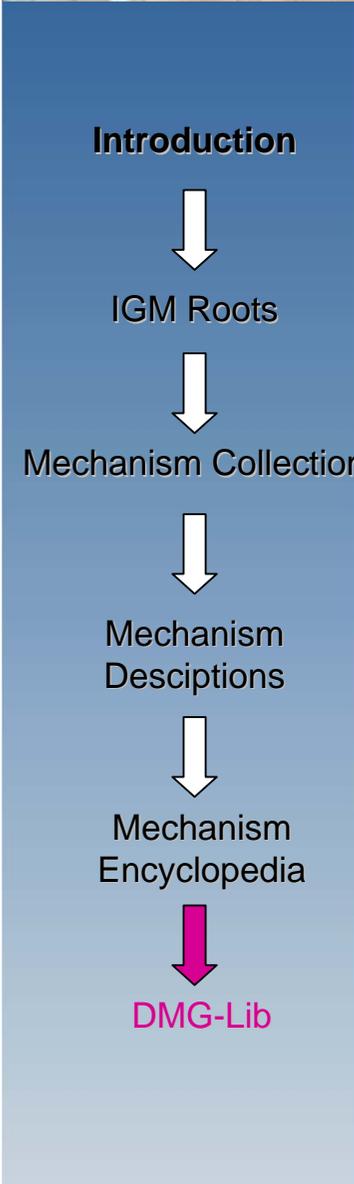


## Design Data Base

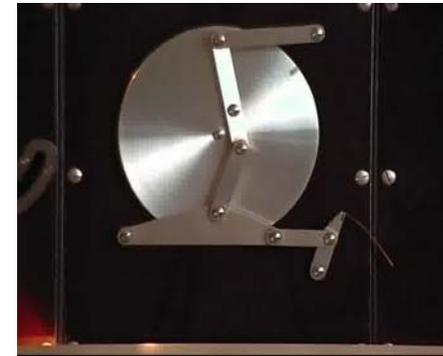
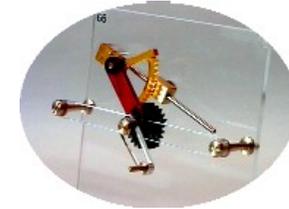


DMG - KEP

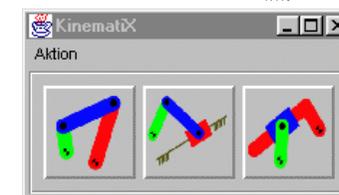
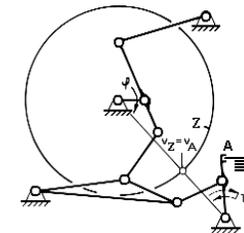
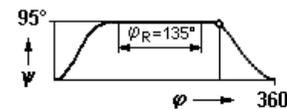
# The Future: DMG-Lib



## Model Collection Dresden



## Modern Calculation Tools





# The Future: DMG-Lib

**Introduction**

↓

**IGM Roots**

↓

**Mechanism Collection**

↓

**Mechanism Descriptions**

↓

**Mechanism Encyclopedia**

↓

**DMG-Lib**



## IGM – Mechanism Encyclopedia

## Model Collection Aachen



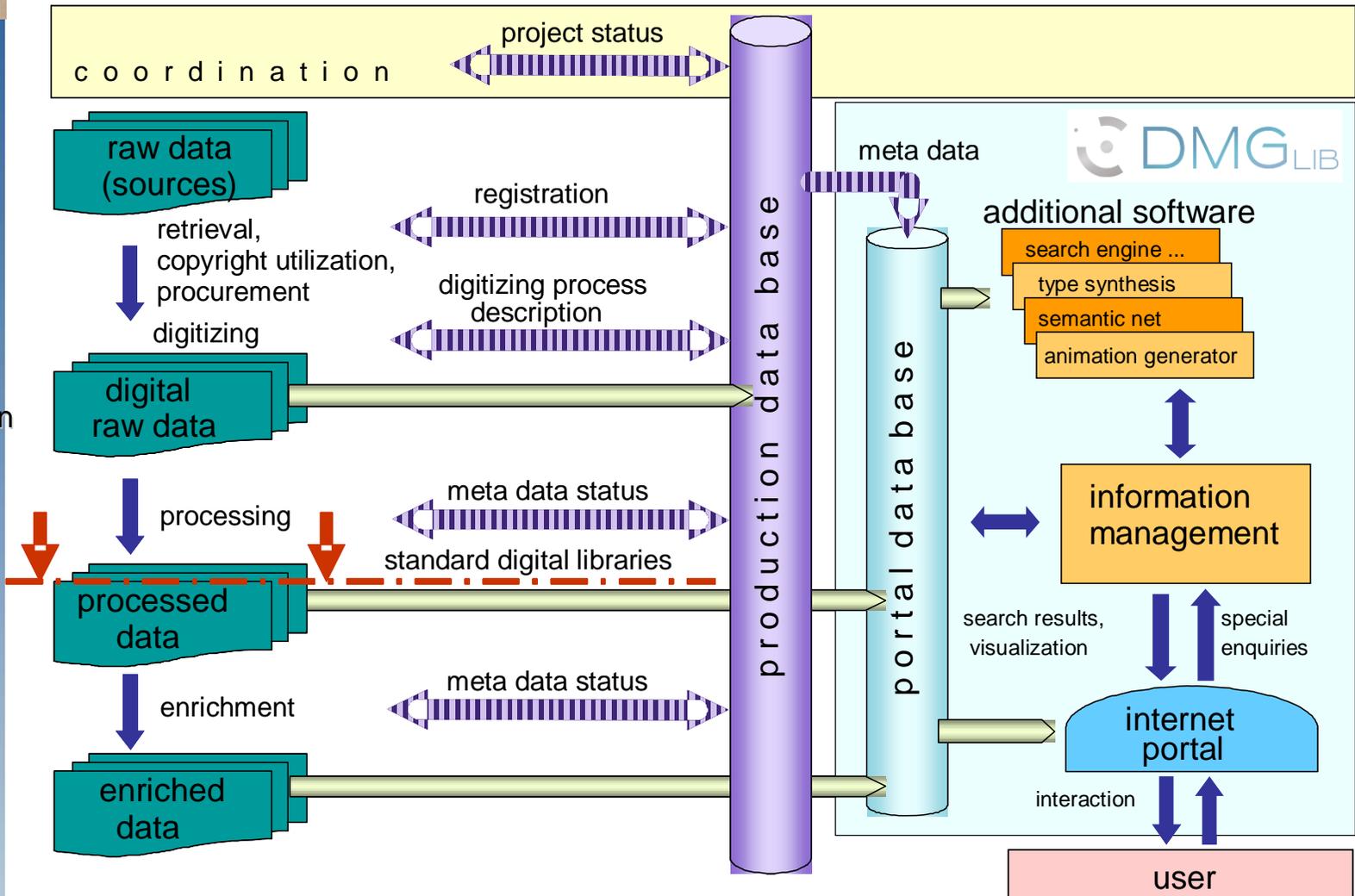
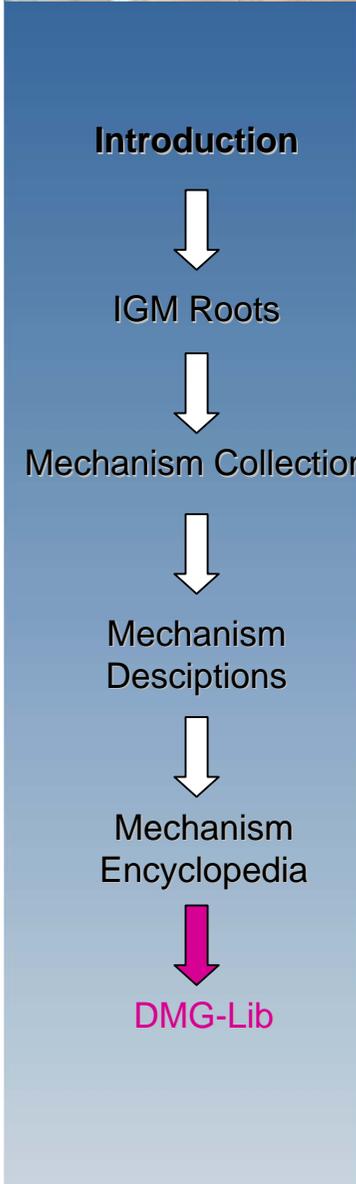
Burkhard Corves  
Johannes Kloppenburg

HMM Workshop, Ithaca, New York, USA  
September 8-10, 2006,

Slide 42

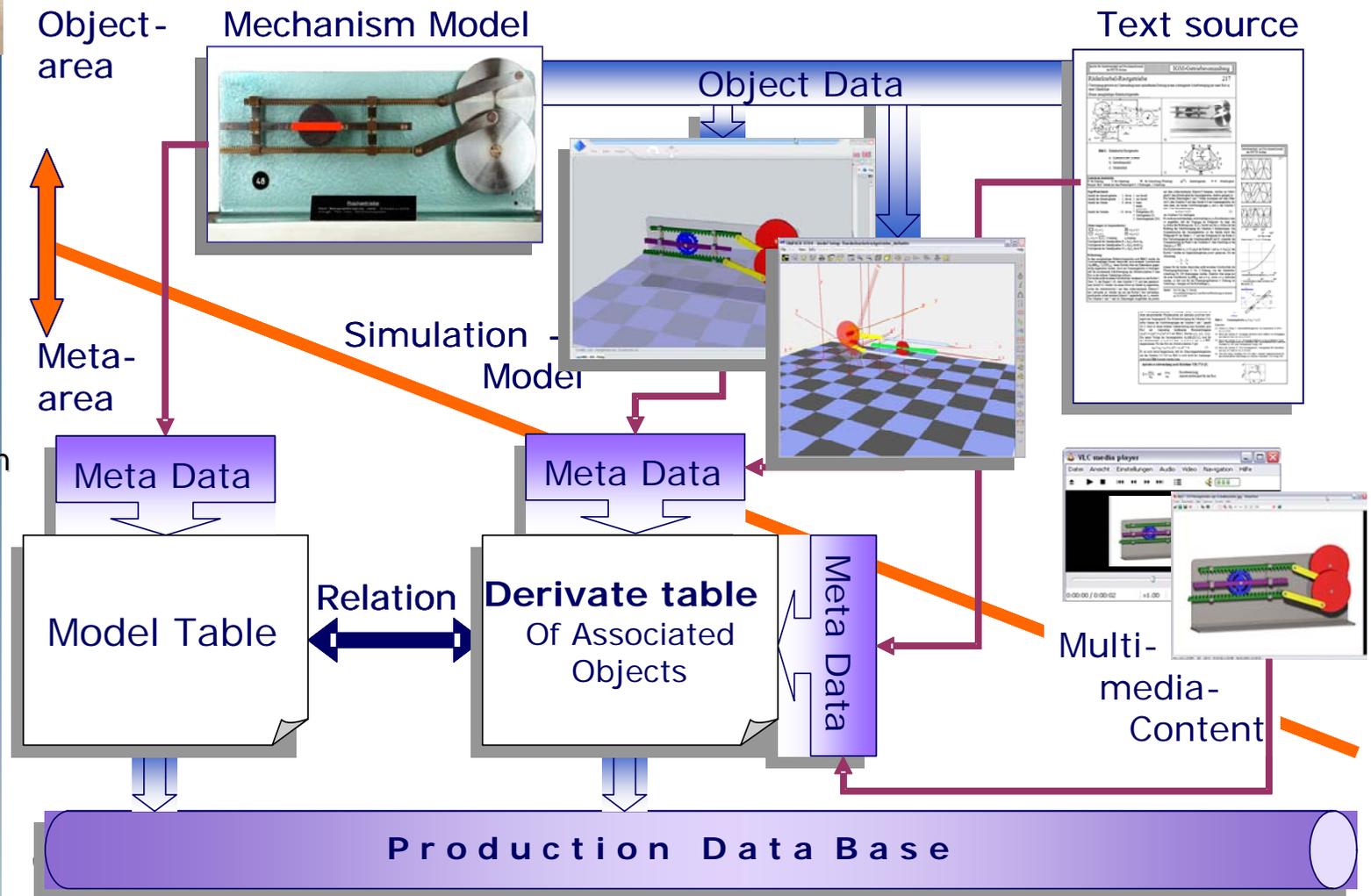
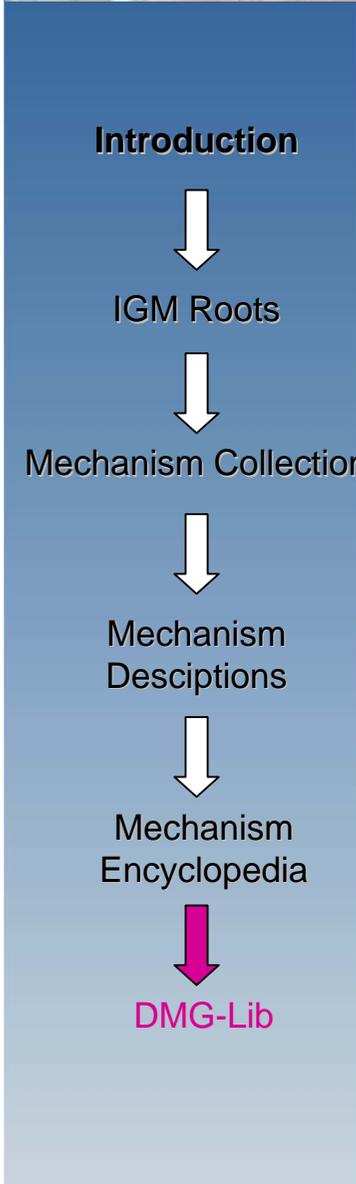


# DMG-Lib Data Processing Concept



[28] Döring, U.; Brix, T. und Reeßing, M.: Application of Computational Kinematics in the Digital Mechanism and Gear Library DMG-Lib, Proceedings of CK2005, International Workshop on Computational Kinematics, Cassino, 2005.

# Meta Data Organization for a Mechanism Model



[29] Corves, B.; Niemeyer, J.; Kloppenburg, J. : IGM-Mechanism Encyclopaedia and the Digital Mechanism Library as a Knowledge Base in Mechanism Theory. Proceedings of DETC2006: ASME 2006 Int. Tech. Conf. & Comp. and Inform. in Engg. Conf., September 10–132, 2006, Philadelphia, Pa., USA.