7 Synthese ebener Mechanismen

7.1 Allgemeines Begriffe

7.1.1 Gliederung der Synthese

Synthese der Kinematik, siehe LUCK & MODLER

☞ Konstruktion eines Getriebes, welches vorgegebene Lagen, Geschwindigkeiten, Beschleunigungen, usw. erfüllt unter der Annahme, daß die Glieder starr und masselos sind.

☞ Vielfach wird ein bestimmtes Eingangs-/Ausgangsverhalten gefordert, so daß die Zielfunktion als objektive Übertragungsfunktion, die zeitunabhängig ist, bezeichnet werden kann.
Beispiel: Geradführung eine Greifsystems

☞ Weitere Unterscheidungen:
- nur geometrische Anforderungen der Position und Orientierung in 2D <-- unser **Schwerpunkt**
- Anforderungen bez. Geschwindigkeit & Beschleunigungen

Synthese der Kinetostatik:

☞ behandelt Getriebeaufgaben, bei denen Kräfte- und Momentenübertragungen in die Anforderungen einbezogen sind.
Beispiel: Fliehkraftregler, Tischfeuerzeug

☞ Die Zielfunktion beinhaltet Positionen, Geschwindigkeiten, Beschleunigungen, Kräfte, Momente, Spannungen, Dehnungen, usw.
Die Glieder können auch elastisch sein, mit konzentrierten oder verteilten Massen.

Synthese der Dynamik:

☞ behandelt Probleme von Getrieben, bei denen Kombinationen von Positionen, Geschwindigkeiten, Beschleunigungen, usw. von Gliedern vorgegeben sind, unter der Annahme, daß die Glieder starr und massebehaftet sind.
Beispiel: Massenausgleich von Getrieben.

7.1.2 Anforderungen an die Kinematiksynthese

Gegeben sind Bewegungen in Form von		Gesucht ist
A)	Absolute oder relative Lagen von Ebenen	**Bewegungsgenerator**
B)	Eingangs-/Ausgangsverhalten von Gliedern und Punkten, z.B. Winkel/Winkel oder Winkel/Verschiebung	**Funktionsgenerator**
C)	Koppelkurven eines Getriebepunktes	**Pfadgenerator**

Die geforderten Bewegungen sind die Zielfunktion der Aufgabe und werden objektive Übertragungsfunktion genannt.

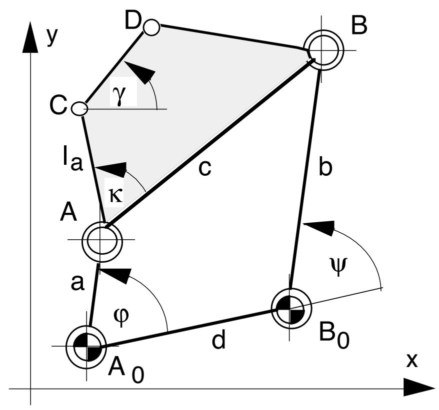
Objektive Übertragungsfunktion (Zielfunktion) ist gegeben als

- diskrete Werte (Tabelle)
- kontinuierliche Funktion

mit

- periodischem Verhalten, z.B. $f(\varphi) = f(\varphi+2\pi)$
- nicht periodischem Verhalten

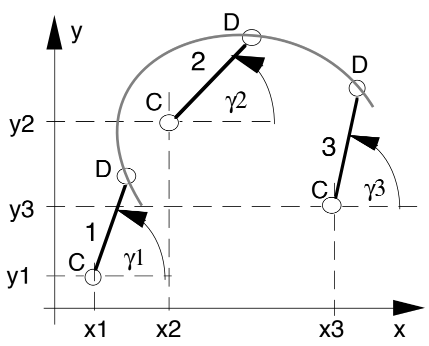
Beispiel Viergelenkgetriebe



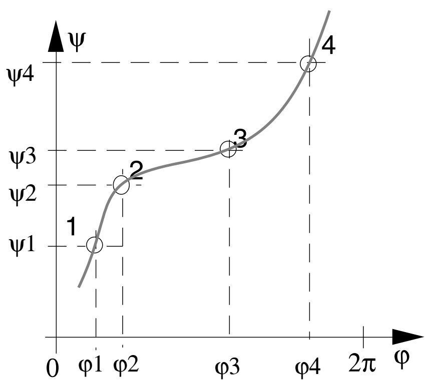
B) Beziehung von Winkeln oder Verschiebungen

C) Position von Punkten

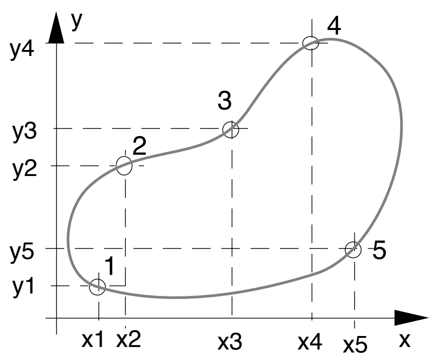
A) Absolute Lage einer Ebene



A) Bewegungsgenerator



B) Funktionsgenerator



C) Pfadgenerator

7.1.3 Strategie / Vorgehensweise

1. Getriebetyp auswählen

2. Parameter des Getriebes festlegen

☞ Problem der Parameteridentifizierung, Parameteroptimierung

☞ graphisch oder numerisch (mit dem Computer) ☞ **LINKAN**

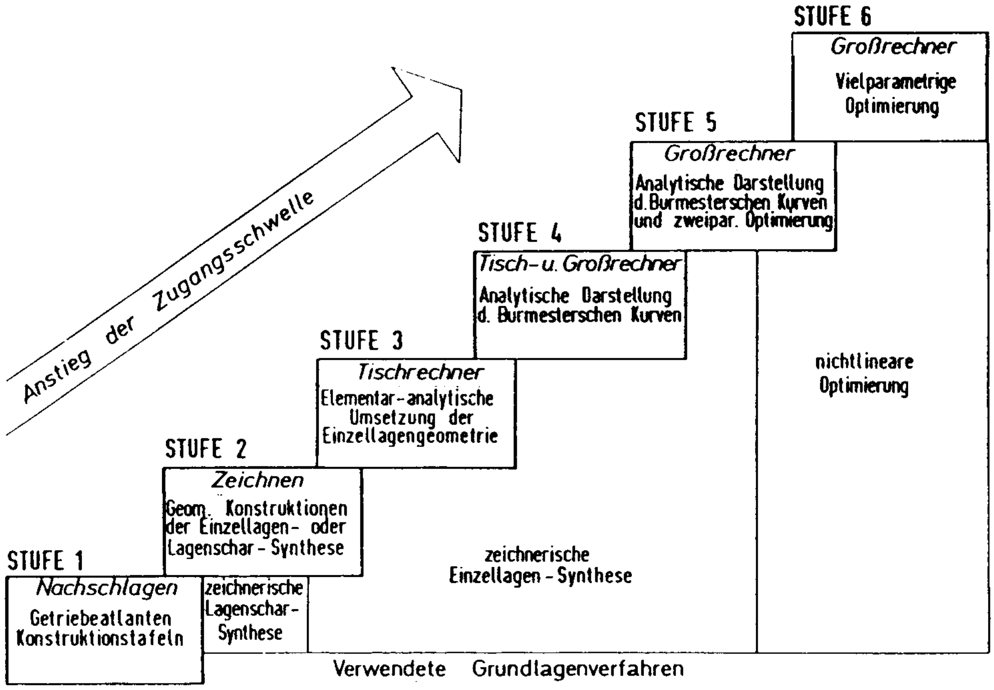


Bild : Schwierigkeitsgrad der Getriebesynthese nach LOHSE

Übung 7.1: Schubkurbelgetriebe: $s(\varphi) = r\cos\varphi + \sqrt{l^2 - (e + r\sin\varphi)^2}$

Parameter (intern) $\mathbf{p} = (r, l, e, \varphi_{st})^T$, wo φ_{st} der Winkel der Kurbel der Startlage ist.

Vorgaben: Werte von s abhängig von φ: -> $\mathbf{w} = (s_1(\varphi_1),\ s_2(\varphi_2), \ldots\ )^T$.

$s_1(30°) = 80.5243$, $s_2(60°) = 63.0144$, $s_3(90°) = 44.7214$.

Ziel
a) möglichst einfaches Getriebe

b) Getriebe guter Laufgüte (Übertragungswinkel auswerten)

c) verwende Koppelgetriebe statt Kurvengetriebe, da formschlüssig und weniger Verschleiß

7.2 Wertigkeitsbilanz

Wertigkeit w ?

☞ gibt die Zahl • der Vorgaben bzw. der Anforderungen an das Getriebe, die erfüllt werden sollen, z. B. s_1, φ_1, ψ_1, s_2, φ_2, ψ_3, φ_3, ψ_3, usw.

Getriebeparameter p ?

☞ gibt die Zahl • der Parameter, die erforderlich sind, ein Getriebe eindeutig zu beschreiben

• $p = p_{intern} + p_{global}$, siehe Abschn. 7.2.2

mit p_{intern} = Zahl interner unabhängiger Getriebeparameter

= Zahl der kinematischen + Einbauparameter

p_{global} = Zahl globaler Getriebeparameter zur Festlegung des Getriebes in Raume (6) oder Ebene (3).

oder für 2D • $p \leq 2\,(g + k)$ mit g = Zahl der Gelenke, k = Zahl der Koppelpunkte

Bedingung:

w = p : bestimmtes Lösungssystem zwischen Vorgaben und Parametern.

➽ **genau eine Lösung**

w < p : unbestimmtes System zwischen Vorgaben und Parametern. Es sind noch Parameter frei wählbar

➽ **unendlich viele Lösungen**

w > p : überbestimmtes System zwischen Vorgaben und Parametern. Alle Vorgaben können nicht exakt erfüllt werden, Optimierungsstrategien einsetzen.

==> Programm Approx der TU-Dresden

➽ **numerisch optimale Lösungen**

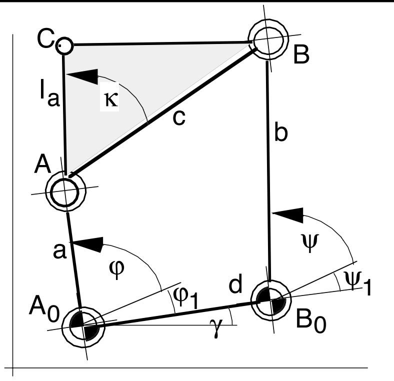
7.2.1 Wertigkeit der Vorgaben bzw. Anforderungen eines Getriebes

Benennung	Daten, z.B.	Wertigkeit w
Punkt auf Ebene (Koppelpunkt)	C(x, y)	2
Weiterer Punkte der Koppelkurve	Bahnpar.	1, es existiert bereits eine Bahn
Winkel/Winkel-Beziehung	ψ / φ	1
Winkel/Längen-Beziehung	s / φ	1
Lage einer Ebene mit zwei Punkten	C(x, y), D(x, y)	4
Weitere Lagen der Ebene	C(Bahnpar.), D(Bahnpar.)	2, es existiert bereits eine Bahn
Längen (Abstand zweier Punkte)	a, b, c, l	1
Winkel einer Geraden	γ	1
Drehgelenk	A	2
Schubrichtung eines Schubgelenk	g	1
Tangente oder Normale einer Punktlage	n, t,	1
Drehpol, Momentanpol	P_{ij}	2
Drehpol, Momentanpol auf geometrischem Ort		1
Polstrahl	n	1
Wendekreis bei bekanntem Pol		2

7.2.2 Parameter wichtiger Getriebe

mit g = Zahl der Gelenke, k = Zahl der Koppelpunkte

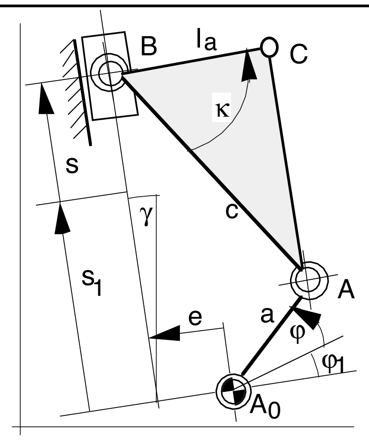
Viergelenkgetriebe: Übertragungsfunktion $\psi = f\,(a, b, c, \varphi_1, \psi_1, \varphi)$



Parameter ohne Koppelpunkt C	**p**
global: A_0, γ	3
intern: a, b, c, φ_1, ψ_1	5
Summe ohne C: p = 2 g =	8
Parameter mit Koppelpunkt C (k=1)	
global: A_0, γ	3
intern: a, b, c, φ_1, ψ_1, l_a, κ	7
Summe mit C: p = 2 g +2 k =	10

Sonderfall: Parallelgetriebe (a=c, b=d, φ_1=ψ_1, c beliebig) p_{intern}=3

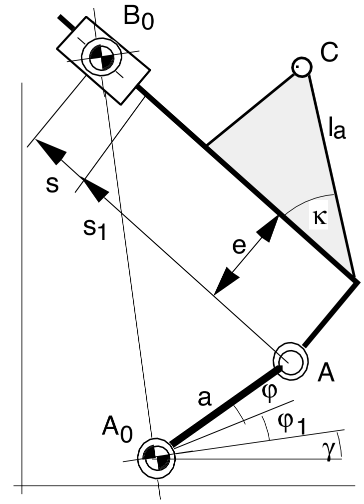
Schubkurbel: Übertragungsfunktion $s = f\,(a, e, \varphi_1, s_1, \varphi)$



Parameter ohne Koppelpunkt	**p**
global: A_0, γ	3
intern: a, e, φ_1, s_1	4
Summe ohne C: p = 2 g -*1* =	7, da b $=\infty$
Parameter mit Koppelpunkt C (k=1)	
global: A_0, γ	3
intern: a, e, φ_1, s_1, l_a, κ	6
Summe mit C: p = 2 g +2 k -*1* =	9,

Sonderfall: Zentrische Schubkurbel (e=0) p_{intern} = 3

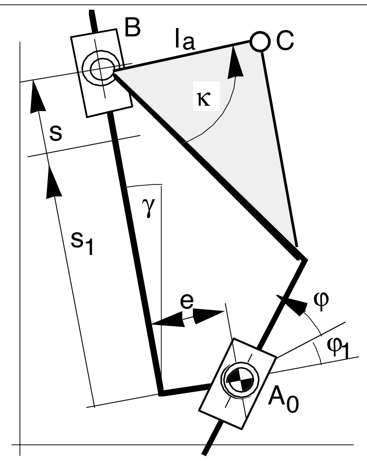
Kurbelschleife: Übertragungsfunktion $s = f(a, e, \varphi_1, s_1, \varphi)$



Parameter ohne Koppelpunkt	p
global: A_0, γ	3
intern: a, e, φ_1, s_1	4
Summe ohne C: $p = 2g - 1 =$	7, da $b = \infty$
Parameter mit Koppelpunkt C (k=1)	
global: A_0, γ	3
intern: a, e, φ_1, s_1, l_a, κ	6
Summe mit C: $p = 2g + 2k - 1 =$	9

Sonderfall: Zentrische Kurbelschleife (e=0) $p_{intern} = 3$

Doppelt geschränkte Schubschleife: Übertragungsfunktion $s = f(e, \varphi_0, s_0, \varphi)$



Parameter ohne Koppelpunkt	p
global: A_0, γ	3
intern: e, φ_1, s_1	3
Summe ohne C: $p = 2g - 2 =$	6, da $b, a = \infty$
Parameter mit Koppelpunkt C (k=1)	
global: A_0, γ	3
intern: e, φ_1, s_1, l_a, κ	5
Summe mit C: $p = 2g + 2k - 2 =$	8

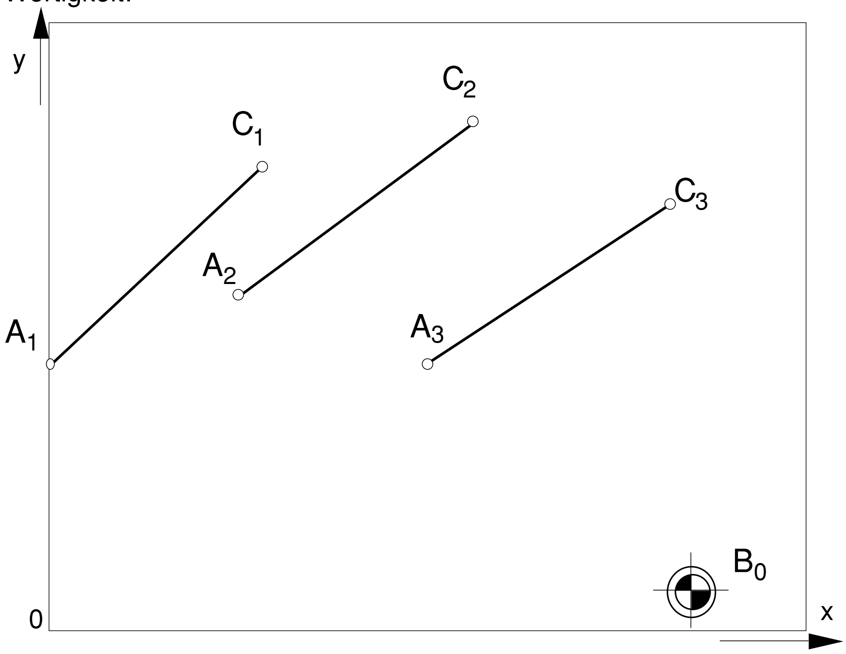
Sonderfall: Zentrische Schubschleife (e=0) $p_{intern} = 2$

7.2.3 Beispiele zur Wertigkeit

Übung 7.2: Gegeben sind drei Lagen einer Ebene

Vorgaben:	A_1C_1	A_2C_2	A_3C_3	I	*B_0*
Werte:	(0/3.5 I 2.8/6.1)	(2.5/4.3 I 5.6/6.7)	(5.0/3.5 I 8.2/5.6)	I	*(8.5/0.5)*

Wertigkeit:



Lösung:

1. Zähle die Wertigkeiten der Vorgaben

Wertigkeit	A: drei Lagen	B: drei Lagen und B_0	
w =			

2. Wähle das einfachste Getriebe , das die Forderungen erfüllt:

Parameter	I: Viergelenk A_0ACC_0	II: Viergelenk A_0ABB_0 mit C	III: Schubkurbel A_0AB mit C
p =			

3. Sind überzählige Wertigkeiten vorhanden, wähle entsprechende Getriebeparameter so, daß die Aufgabe lösbar ist

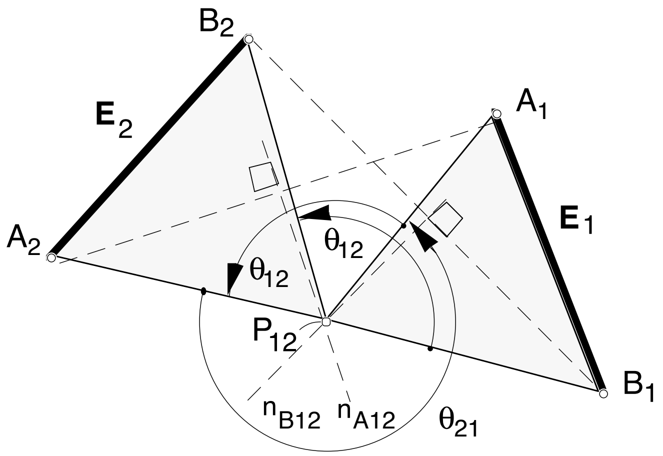
Freie Parameter und Lösung	I: Viergelenk A_0ACC_0	II: Viergelenk A_0ABB_0 mit C	III: Schubkurbel A_0AB mit C
für A:			
für B:			

7.3 Konstruktion von Getrieben für absolute Lagen einer Ebene - Bewegungsgenerator

7.3.1 Zwei endlich benachbarte Lagen E1 und E2

Gegeben sei die Ebene **E** mit den Punkten A und B in zwei homologen Lagen E_1 und E_2

☞ Endliche Drehung um einen gesuchten Punkt, um von E_1 nach E_2 zu kommen.



☞ P_{12} ist der Drehpol und θ_{12} ist der Lagen-Drehwinkel zweier endlich benachbarter Lagen E_1 und E_2 der Ebene **E**, um von 1 nach 2 zu kommen.

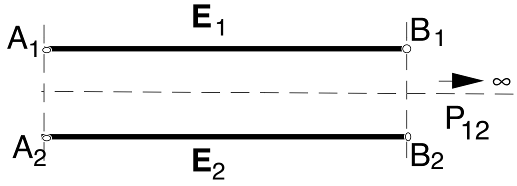
☞ $\Delta P_{12} A_1 B_1 \sim \Delta P_{12} A_2 B_2$

θ_{12} = Winkel $(A_1 P_{12} A_2)$ = Winkel $(B_1 P_{12} B_2)$

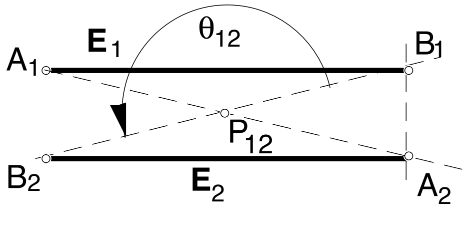
Ist θ_{21} der Drehwinkel zwischen den Lagen E_2 und E_1, so gilt $\theta_{12} + \theta_{21} = 360°$

☞ Ersetze 12 durch ij für beliebige Ebenen

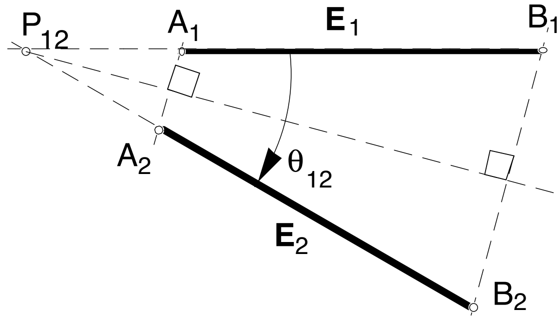
Sonderfälle:



a) $P_{ij} \to \infty$: d.h. E_1 parallel zu E_2, $\theta_{ij} = 0$



b) $\theta_{ij} = \theta_{ji} = 180°$: d.h. E_1 parallel zu E_2, aber gekreuzt



c) Mittelsenkrechten von A und B liegen auf einer Gerade:
P_{ij} durch Schnittpunkt der Strecken A_1B_1 und A_2B_2

d) P_{12} liegt außerhalb des Zeichenblattes:
Winkel θ_{ij} aus Winkel zwischen Gerade A_1B_1 und A_2B_2

Übung 7.3: Lösungsweg Mittelsenkrechten:

Zwei Lagen der Ebene E sollen durch ein Viergelenkgetriebe erfüllt werden:

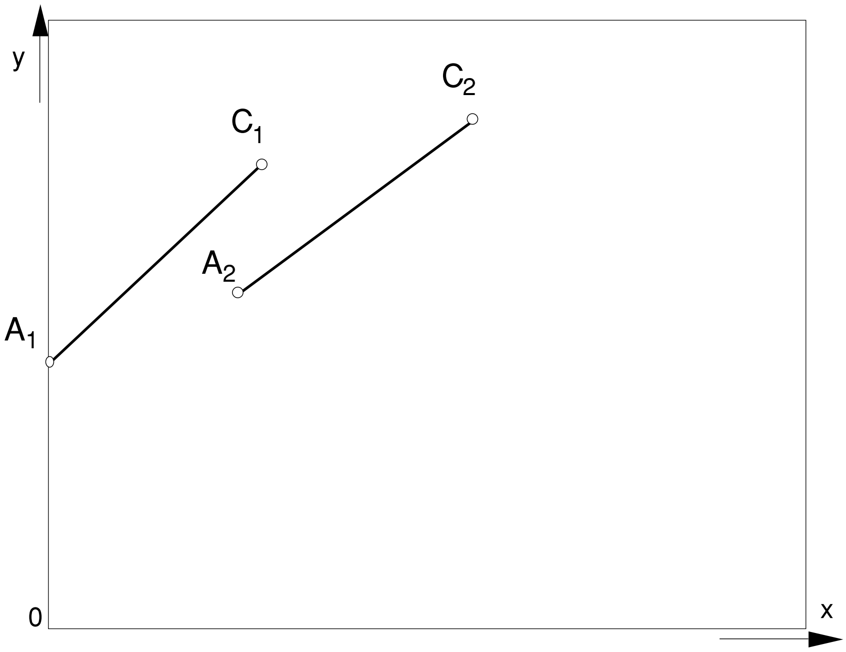
Vorgaben: A_1C_1 A_2C_2

Daten: (0/3.5 I 2.8/6.1) (2.5/4.4 I 5.6 / 6,7)

Wertigkeiten:

Gewähltes Getriebe und Zahl p:

Freie Vorgaben:



Lösung: Viergelenkgetriebe A_0ACC_0 mit A_0 und C_0 liegen auf Mittelsenkrechten n_A und n_C:

Es ergeben sich ∞ viele Lösungen.

①: Wähle $a = 4{,}5$ cm, $c = C_0C = 3{,}5$ cm

②: Wähle $a = 4{,}5$ cm, $\mu_{C2} = 50\,°$

Übung 7.4: Lösungsweg Relativlagenzuordnung

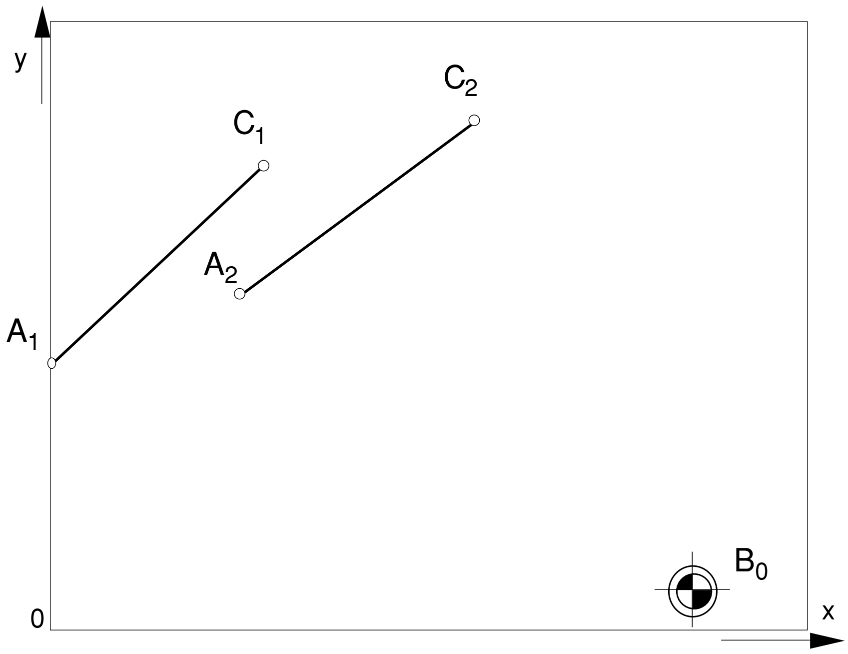
Zwei Lagen der Ebene E sollen durch ein Viergelenkgetriebe mit Koppelpunkt C erfüllt werden:

Vorgaben:	A_1C_1	A_2C_2	B_0
Daten:	(0/3.5 I 2.8/6.1)	(2.5/4.4 I 5.6 / 6,7)	(8.5/0.5)

Wertigkeiten:

Gewähltes Getriebe und Zahl p:

Freie Vorgaben:



Lösung:

①: Viergelenkgetriebe A_0ACC_0:

②: Viergelenkgetriebe A_0ABB_0 mit Koppelpunkt C

Wähle a = 4,5 cm, b = B_0B = 4,5 cm

Erklärung zur Relativlagenzuordnung:

Ist B_0 Gestellpunkt der Schwinge B_0B, so gibt es zwei oder mehrere Lagen von B_i auf Kreis um B_0. Wäre B_i bekannt, findet man B_0, z.B. aus Mittelsenkrechte.

Hier ist aber B_0 der Schwinge bekannt, B_i unbekannt. In diesem Fall macht man die Koppel, die ebenfalls den Punkt B besitzt, zum "Gestell" und betrachtet die benachbarten Glieder (die Schwinge). So bewegt sich das Gestell und B_0 der Schwinge dreht sich um B. Nun welches B_i will man wählen? Die Aufgabe zeigt die Lagen 1 und 2. Wir wählen z. B. **Lage1 als Bezugslage**, so muß erst Lage 2 über 1 gezeichnet werden. Wir **übertragen** das Getriebe von Lage **i > 1** in Lage **1** und finde B_{0i}:

Es gilt $\boldsymbol{\Delta A_2 C_2 B_{01} \sim \Delta A_1 C_1 B_{02}}$ oder benutze Transparentpapier!

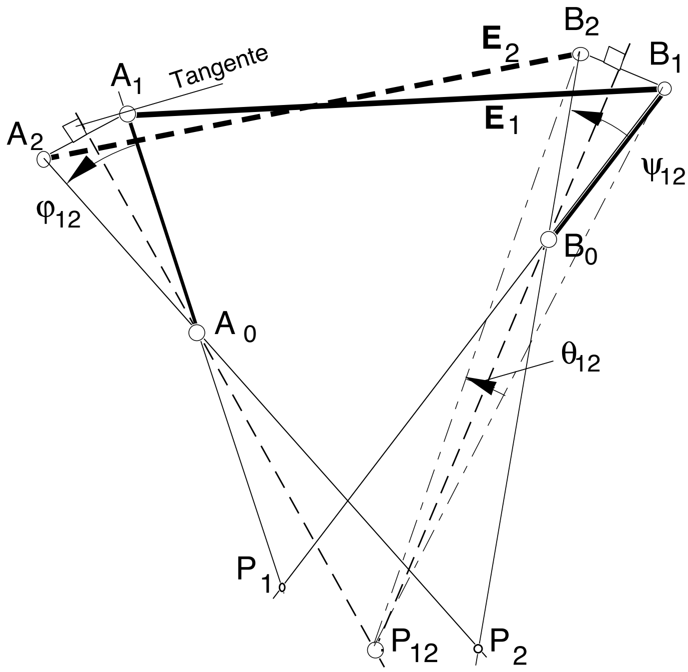
B_{02} ist der Gestellpunkt von Lage 2 der Schwinge, wenn die Koppel in Lage 1 Gestell ist.

Da B_{0i} nur um B drehen kann, liegen B_{0i} auf Kreis um B: --> B_1 aus Mittelsenkrechten von B_{0i}

7.3.2 Zwei unendlich benachbarte Lagen E_1 und E_2

☞ Übergang von endlich benachbarte Lagen in unendlich benachbarte Lagen erfordert den Übergang vom Drehpol P_{12} in die Momentanpole P_1 und P_2 der Lagen E_1 und E_2.

Dazu sind die Punkte A_0 und B_0 oder die Tangenten in den Punkten A und B erforderlich.



☞ $\theta_{12} = \angle A_1P_{12}A_2 = \angle B_1P_{12}B_2$

$\varphi_{12} = \angle A_1A_0A_2$

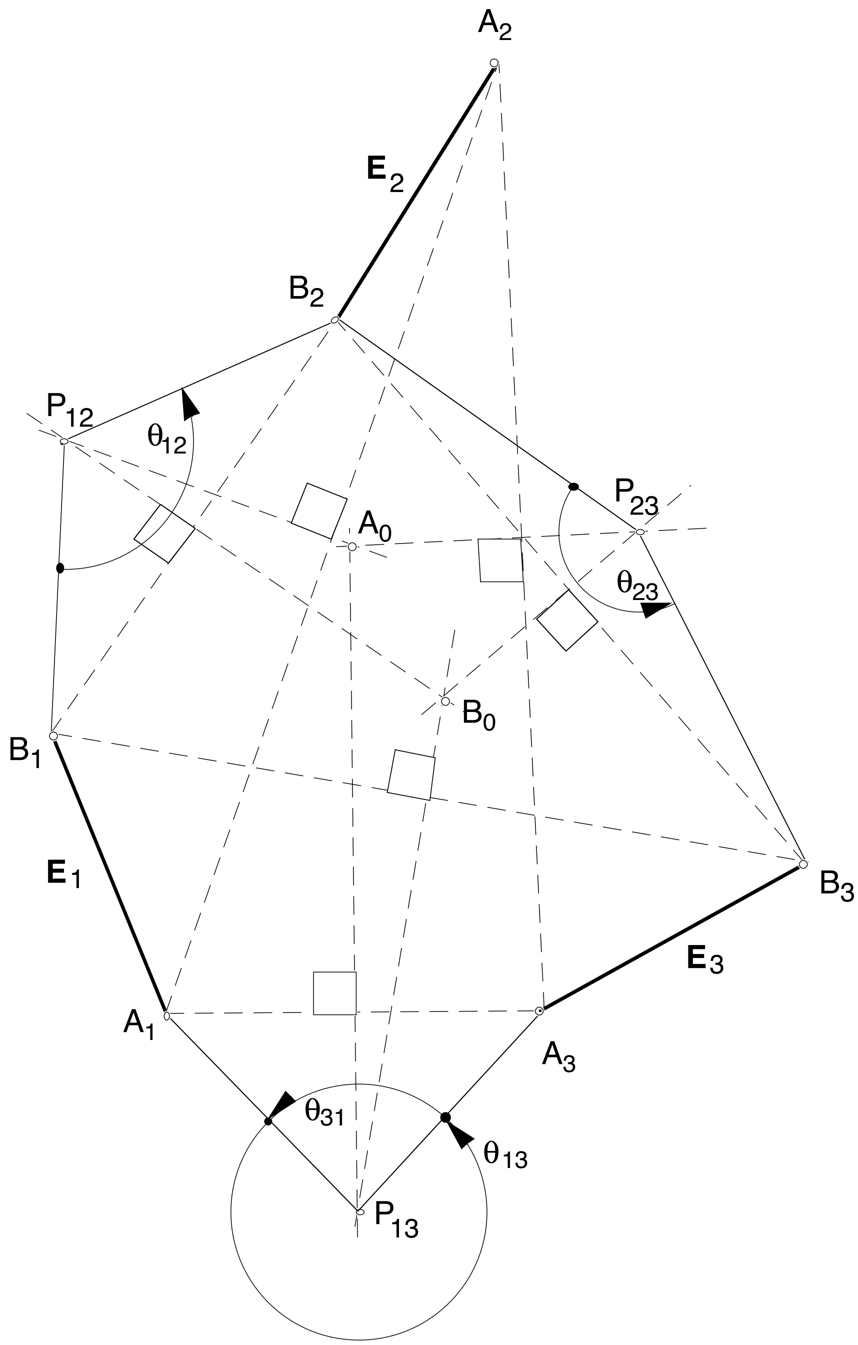
$\psi_{12} = \angle B_1B_0B_2$

☞ A_1A_2 und B_1B_2 unendlich nahe:

$\Rightarrow$ $P_1 = P_2 = P_{12}$; $\theta_{12} = \varphi_{12} = \psi_{12}$; Strecke (A_1A_2) => Tangente in A

<u>Anwendung z.B. bei Totlagen.</u>

7.3.3 Drei endlich benachbarte Lagen E1, E2 und E3



☞ Es existieren drei Drehpole
P_{12} zw. Lage E_1 und E_2
P_{23} zw. Lage E_2 und E_3
$P_{31} = P_{13}$ zw. Lage E_3 & E_1
Allgem. $P_{ij} = P_{ji}$

☞ Winkelbeziehungen
Alle Winkel im selbem Drehsinn:
$\theta_{12} + \theta_{23} + \theta_{31} = 360°$
$\theta_{13} + \theta_{31} = 360°$
$\theta_{12} + \theta_{23} = \theta_{13}$

☞ A_0 ist Mittelpunkt des Umkreises von A_1, A_2 und A_3, als Schnittpunkt der Mittelsenkrechten (A_1A_2), (A_2A_3) und (A_3A_1)

☞ B_0 ist Mittelpunkt des Umkreises von B_1, B_2 und B_3, als Schnittpunkt der Mittelsenkrechten (B_1B_2), (B_2B_3) und (B_3B_1)

Übung 7.5:

Vorgaben: drei Lagen von **E**: A_1B_1 A_2B_2 A_3B_3

Wertigkeiten:

Gewähltes Getriebe und Zahl p:

Freie Wertigkeiten:

Lösung:

☞ **Weitere Details zu drei Lagen mittels Poldreieck siehe LUCK & MODLER**

Übung 7.6: Anwendung der Relativlagenzuordnung dreier Ebenen

Vorgaben: drei Lagen von **E**: A_1C_1 A_2C_2 A_3C_3 B_0

Wertigkeiten:

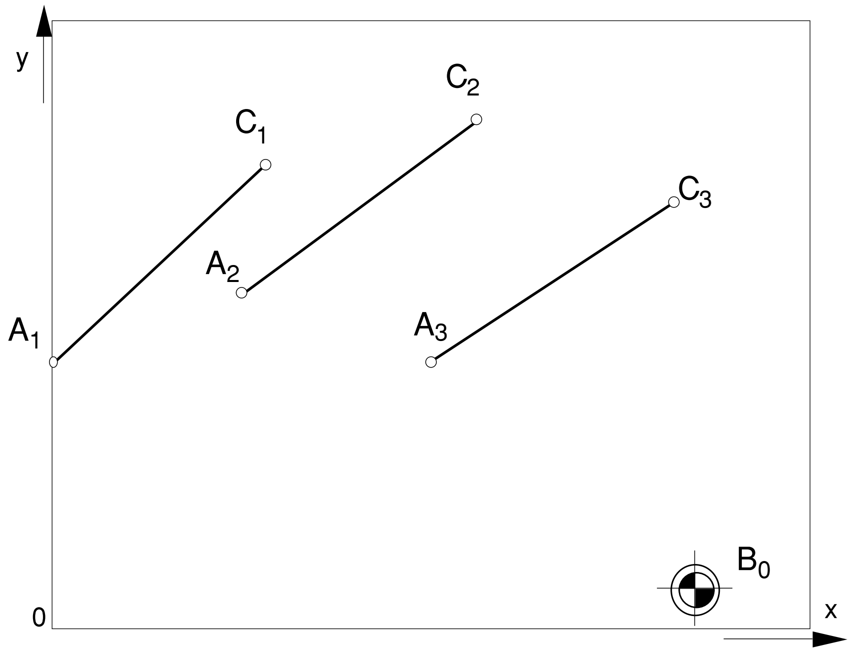
Gewähltes Getriebe und Zahl p: 4-Gelenkgetriebe mit Koppelpunkt C: (A_0ACBB_0), p = 10

Freie Wertigkeiten:

Lösung:

1 Bringe die Lagen 2 und 3 in Bezugslage 1 unter der Annahme, daß die Koppel fest in Lage 1 sei. Finde so den Punkt B_1 der Koppel in Lage 1 als Kreismittelpunkt der Punkte B_{01}, B_{02}, B_{03}, wobei der Index 1,2,3 der Gestellpunkt für die Lagen 1, 2 oder 3 bedeutet.

2. Aus Mittelsenkrechten der Punkte A_1, A_2, A_3 bestimme A_0.



Ergebnisse: A_0 = (25/ 4), B_{02} = (64 / 3), B_{03} = (40 / 11), B_1 = (69 / 55), a = 40, b = 52, c = 72 mm

Numerische Lösung siehe internet

Merke

	Gegeben	Gesucht	Lösung
1.	Punkte einer Schwinge z.B. A_1, A_2, A_3	Gestellpunkt z. B. A_0	Mittelsenkrechte z.B. (A_1, A_2), (A_1, A_3), (A_2, A_3)
2.	Gestellpunkt einer Schwinge und andere Punkte der benachbarten Koppel z.B. B_0 und C_1, C_2, C_3	Anlenkpunkt der Schwinge zu einer bewegten Koppel z.B. B_i	Relativlagenzuordnung z.B. Wähle Lage 1 als Bezugslage und finde B_{01}, B_{02}, B_{03} auf Kreis um B_1

Für weitergehende Fagen siehe DIZIOGLU, Getriebelehre, Band 2, und LUCK & MODLER, Getriebetechnik, Akademie-Verlag, Berlin, 1990 oder LOHSE, Getriebesynthese, 1986

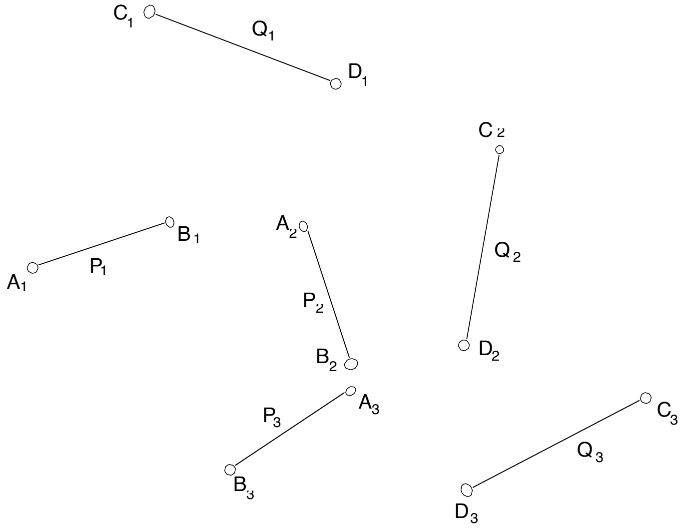
HW: Aufgabe7.1

7.4 Konstruktion von Getrieben für Vorgaben relativer Lagen zweier Ebenen P und Q — Bewegungsgenerator

☞ Zwei Ebenen **P** und **Q** durchlaufen die homologen Lagen P_1, P_2, ... und Q_1, Q_2, ... gegenüber der Bezugsebene E_0.

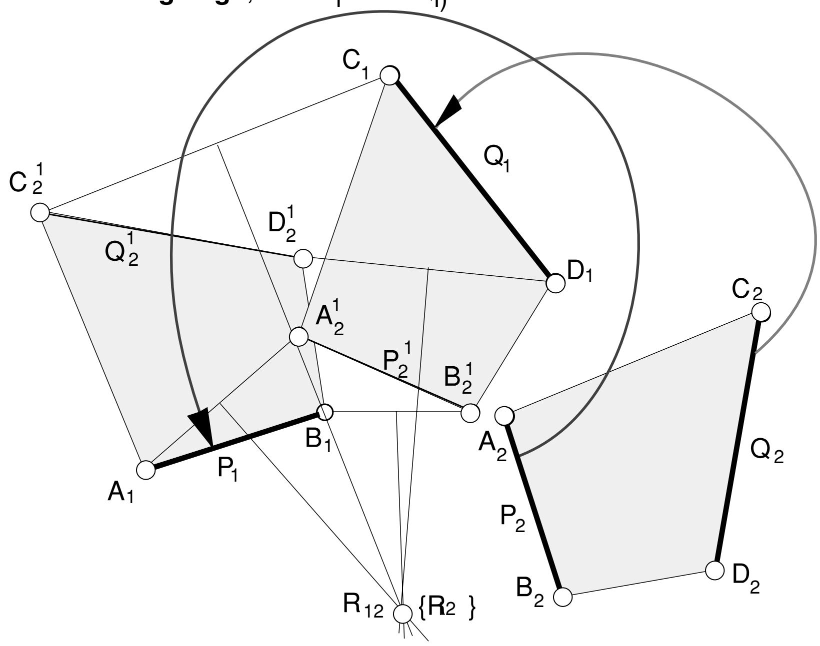
Die Ebene P ist durch die Punkte A und B, die Ebene Q durch die Punkte C und D markiert.

☞ Je zwei Lagen P_1-Q_1, P_2-Q_2, ... werden als zugeordnete Lagen bezeichnet. Gesucht ist das Getriebe, das diese Zuordnung der Lagen gewährleistet.



☞ **Relativpole R_{ij}** beschreiben die Bewegung einer Ebene in der wirklichen Lage und einer ihr zugeordneten Lage (bezüglich einer **Bezugslage**, z.B. P_i oder Q_i):

Gegeben P_1, P_2, Q_1, Q_2:



A) Q_1- Bezugslage

Q_2 mit P_2 gedanklich fest verbinden und Q_2 mit Q_1 zur Deckung bringen (z.B. mittels Transparentpapier), liefert aus P_2 ein P_2^1 mit A_2^1, B_2^1;

✧ aus P_1 und P_2^1 ermittelt man durch Mittelsenkrechten den **Relativpol R_{12}**.

B) P_1- Bezugslage

Q_2 mit P_2 gedanklich fest verbinden und P_2 mit P_1 zur Deckung bringen (z.B. mittels Transparentpapier), liefert aus Q_2 ein Q_2^1 mit C_2^1, D_2^1;

✧ aus Q_1 und Q_2^1 ermittelt man durch Mittelsenkrechten den **Relativpol $\{R_{12}\}$**.

☞ Relativpol $R_{1i} = \{R_{1i}\}$

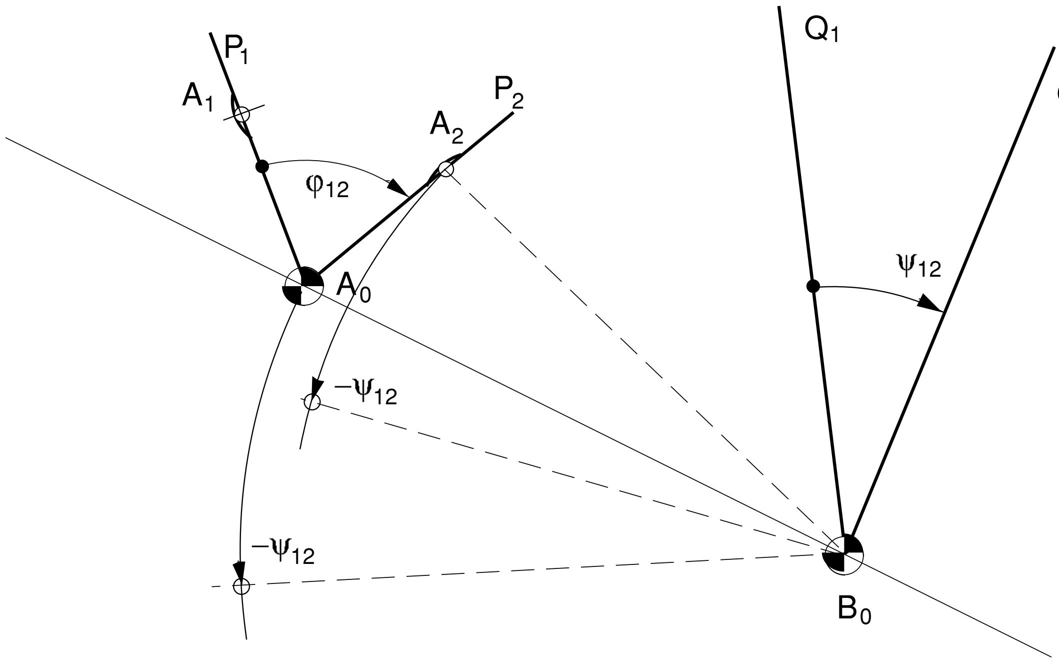
7.4.1 Zwei endlich benachbarte Relativlagen zweier Ebenen P und Q

Übung 7.7: Zwei endlich benachbarte Relativlagen zweier Ebenen P und Q, die in A_0 und B_0 drehbar gelagert sind, sollen durch ein Viergelenkgetriebe realisiert werden.

Geg.: A_0A_1der Ebene, B_0, Zuordnungen P_1Q_1 und P_2Q_2,

Ges.: Punkt B der Ebene Q.

Wähle Q_1 als Bezugslage, weil ein Punkt auf Q gesucht wird!



Vorgaben:	A_0A_1	B_0	P_1Q_1	P_2Q_2	w
Wertigkeiten:	4	2	1	1	8

Gewähltes Getriebe und Zahl p: 4-Gelenkgetriebe : (A_0ABB_0), p = ???

Freie Wertigkeiten: ???

Lösung:

1. Bringe zugeordnete Relativebene P_2Q_2 von Lage Q_2 in **Bezugslage Q_1** ➻ A_{02}^1, A_2^1. Oder drehe Punkte A_2 und A_0 der Ebene P um Winkel $-\psi_{12}$.
2. Mittelsenkrechte ($A_1A_2^1$) schneidet Q_1 in B_1, weil der Gelenkpunkt B_1 (in der gewählten Bezugslage) der Mittelpunkt für Drehungen der Koppel (A_0 A_1) von Lage P_1 in Lage P_2^1 ist.
3. Verbinde das Getriebe, b = 5.6 cm.

4. Relativpol R_{12} von P_2^1 in P_1 aus Mittelsenkrechten von ($A_0A_{02}^1$) und ($A_1A_2^1$)

oder aus

Polwinkel (-1/2 φ_{12}) zwischen Strecke A_0B_0 und Strecke A_0R_{12} und

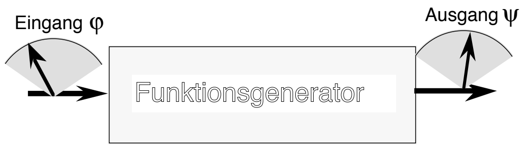
Polwinkel (-1/2 ψ_{12}) zwischen Strecke A_0B_0 und Strecke B_0R_{12}.

HW: Aufgabe 7.6, 7.7

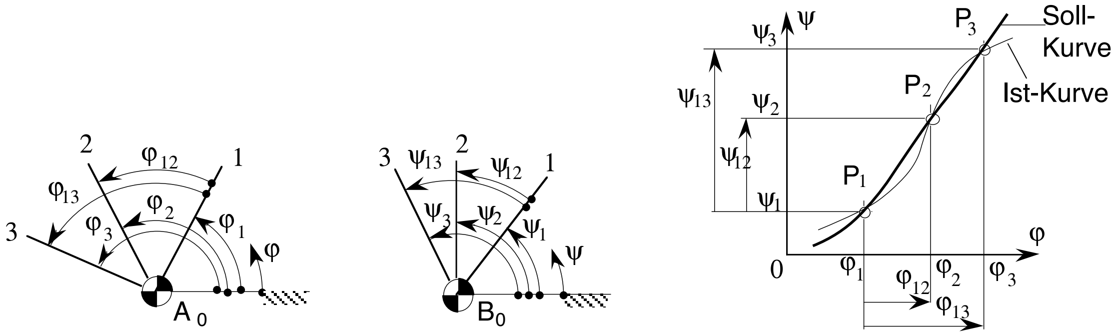
7.5 Konstruktion von Getrieben für Übertragungsfunktionen – Funktionsgenerator

☞ Gegeben sind Eingangsgrößen in Form von Winkel oder Verschiebungen $\varphi(t)$, die Ausgangsgrößen sind ebenfalls Winkel oder Verschiebungen $\psi(t)$ von Gliedern.

☞ Gesucht ist ein Getriebe, das die geforderte Übertragungsfunktion $\psi(\varphi)$ liefert.



Beispiel: Zuordnung von drei Drehwinkel des Antriebes und des Abtriebes, sowie ihre Übertragungsfunktion



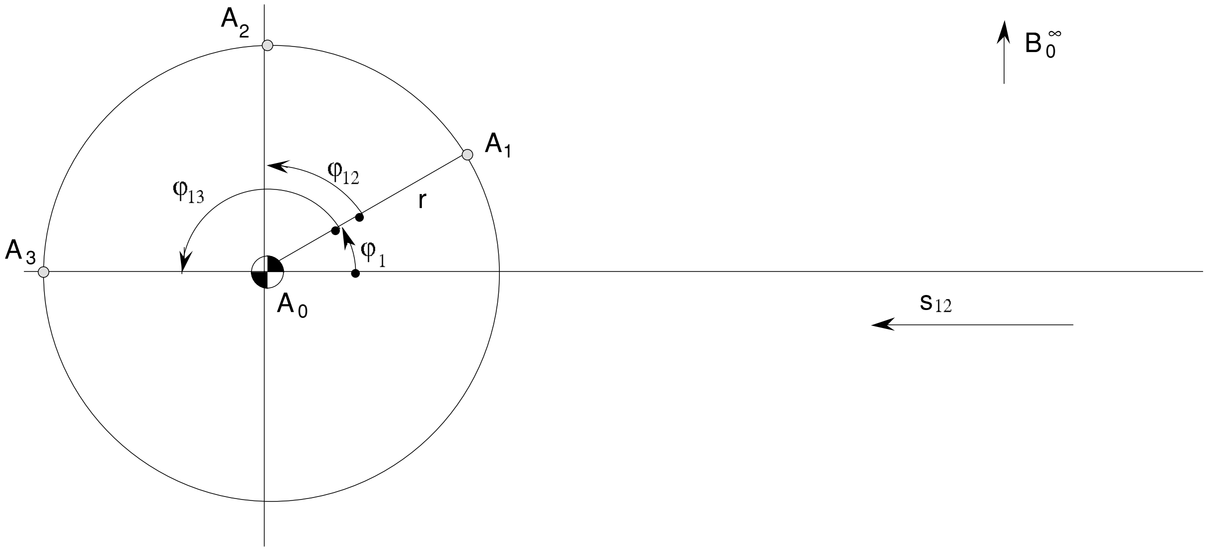
☞ Es werden Absolut- oder Relativbeziehungen verwendet (je nach Aufgabenstellung)

7.5.1 Drei Zuordnungen von Drehwinkel und Verschiebungen der Schubkurbel

☞ Es stehen zur Auswahl:

- Bezugslage ist die unbekannte Lage 1 des Gleitsteins (bei Vorgabe von φ_1 und Kurbellänge r)
- Bezugslage ist die unbekannte Stellung 1 der Kurbel (bei Vorgabe von s_1 und Exzentrizität e)

Übung 7.8: Gegeben :	A_0	r	φ_1	φ_{12}/s_{12}	φ_{13}/s_{13}	Schubrichtung	
Zahlenwerte:	0/0	30 mm	30°	60°/30mm	150°/57 mm	horizontal	
Wertigkeit:	2	1	1	1	1	1	w = 7
Schubkurbel mit Exzentrizität gesucht:							p = 7



Lösung:

☞ **Da B der Koppel AB gesucht ist, wird als Bezugslage die unbekannte Lage 1 des Gleitsteins gewählt**

1. Verschiebe den Punkt A der Kurbel von Lage A_2 um Strecke $-s_{12}$ in $A_2{}^1$, damit B_2 in die gesuchte Lage B_1 kommt. Ebenso mit Lage A_3 um $-s_{13}$ in $A_3{}^1$, B_3 --> B_1
   Punkte A_1, $A_2{}^1$, $A_3{}^1$ liegen auf Kreis um B_1: Mittelsenkrechte von (A_1 $A_2{}^1$) und MS (A_1 $A_3{}^1$) liefert Schnittpunkt B_1.

2. Werte abmessen: s_1 = 77 mm, Koppellänge l = 50 mm, Exzentrizität e = 11 mm

3. Prüfe das Getriebe für Lage drei.

Numerische Lösung siehe internet

HW: Aufgabe 7.8

7.5.2 Zwei unendliche benachbarte Drehwinkel-Zuordnungen der Kurbelschwinge

Verwendung des Übersetzungsverhältnisses

☞ Tangente an Übertragungsfunktion $\psi(\varphi)$ liefert die Übersetzung

$$i = \frac{d\psi(\varphi)}{d\varphi} = \frac{\omega_{ab}}{\omega_{an}}$$

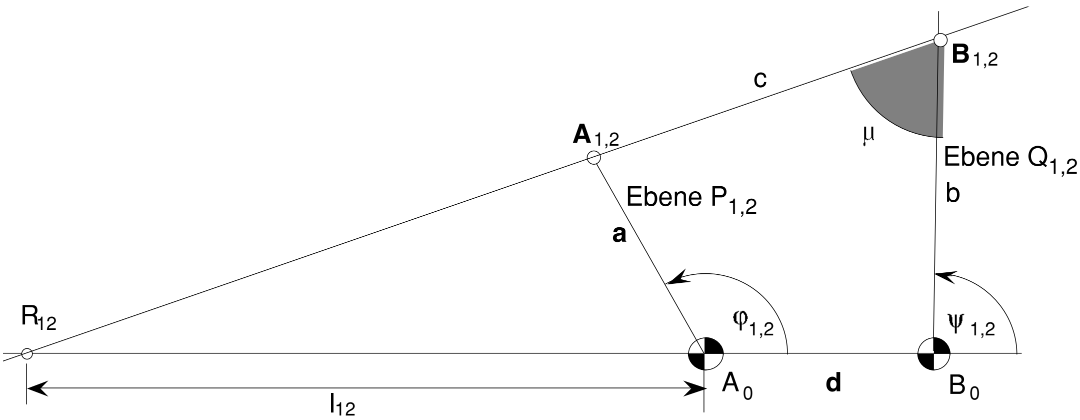
☞ Vorgabe eines Punktes P auf der Kurve entspricht zwei unendlich benachbarten Lagen P_1, P_2 mit Relativpol R_{12}

Beispiel Kurbelschwinge Übersetzungsverhältnis aus dem Streckenverhältnis zum Pol R_{12},

$$i = \frac{d\psi(\varphi)}{d\varphi} = \frac{\omega_{ab}}{\omega_{an}} = \frac{\overline{R_{12}A_0}}{\overline{R_{12}B_0}} = \frac{l_{12}}{l_{12} + d}$$

Übung 7.9: Gegeben :

	A_0	B_0	φ_1	a	i	μ-Abtrieb	
Zahlenwerte:	0|0 mm	30|0 mm	120°	30 mm	0.75	70°	
Wertigkeit:	2		1	1	1	1	w = 8
Kurbelschwinge A_0ABB_0							p = 8



Lösung: A_0, B_0, a, φ_1 einzeichnen,

Polabstand l_{12} aus obiger Gleichung: $l_{12} = i\ d\ /\ (1 - i) = 0.75 \cdot 30 / 0.25 = 90$ mm

Pol R_{12} schneidet A, Übertragungswinkel μ auf Gerade $R_{12}A$ antragen im Schnitt mit B_0, liefert

Punkt B. Damit liegt die Kurbelschwinge vor.

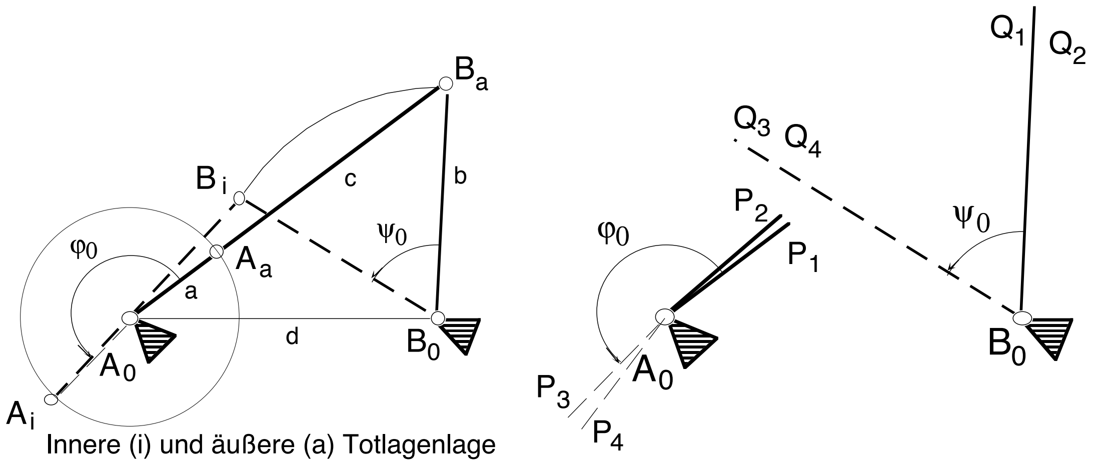
Ergebnis: b = 42 mm, c = 48 mm

7.5.3 Totlagen des Getriebes als Funktionsvorgaben

☞ Gegeben sind die Totlagen φ_0 des Antriebs und ψ_0 oder s_0 des Abtriebs einer Kurbelschwinge, Kurbelschleife oder Schubkurbel, vgl. Kap. 2, sowie ein geforderter Übertragungswinkel μ_{min}.
Gesucht ist ein Getriebe, das diese Vorgaben einhält.

☞ Totlagen sind die Strecklagen von Kurbel und Koppel oder die Umkehrpunkte eines Schubgliedes
--> Umkehrpunkte des Abtriebes

Beispiel Kurbelschwinge mit Totlagenwinkel φ_0 und ψ_0



Innere (i) und äußere (a) Totlagenlage

☞ Die Umkehrlagen sind unendlich benachbarte Lagen der Ebenen P und Q

Kurbel $\equiv$ Ebene P: -> $P_1 = P_2$ (Stellung A_a) und $P_3 = P_4$ (A_i)
Schwinge $\equiv$ Ebene Q: -> $Q_1 = Q_2$ (Stellung B_a) und $Q_3 = Q_4$ (B_i)
Winkelzuordnung $\varphi_{12} = d\varphi$ --> $\psi_{12} = 0$ und $\varphi_{34} = d\varphi$ --> $\psi_{34} = 0$

Beispiel Schubkurbel mit Totlagenwinkel φ_0 und Hub s_0 in Analogie

Zuordnung $\varphi_{12} = d\varphi$ --> $s_{12} = 0$ und $\varphi_{34} = d\varphi$ --> $s_{34} = 0$

☞ **Lösungswege z. B. nach Alt**

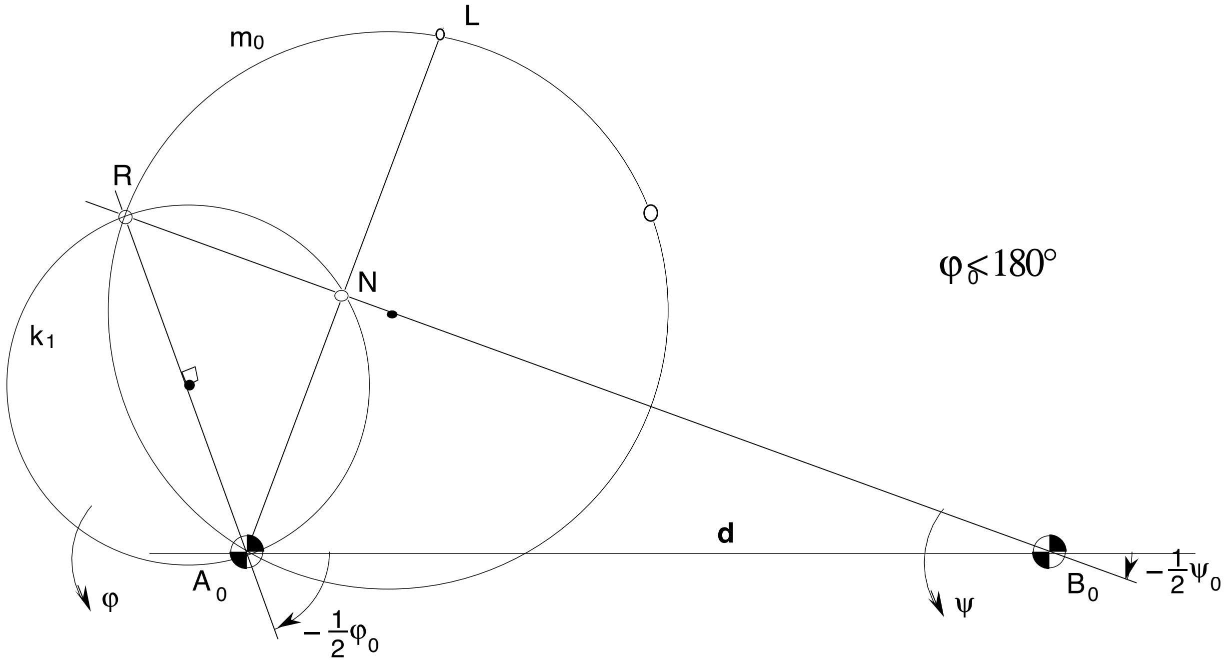
7.5.4 Totlagenkonstruktion nach ALT

Übung 7.10: Kurbelschwinge $\varphi_0 < 180°$

Gegeben :	A_0	B_0	φ_0	ψ_0	Mittelpunktkurven	
Zahlenwerte:	0l0 mm	107l0 mm	140°	40°	verwenden	
Wertigkeit:	2	2	1	1	1	w =7

Gewähltes Getriebe: Kurbelschwinge ohne Koppelpunkt, p = 8:

frei Vorgaben: w_{frei} = 1: ¸ wähle Übertragungswinkel μ_{min} maximal



Gesucht: **Finde das die Kurbelschwinge in der äußeren Totlage!**

Lösung: Mittelpunktskurven sind der Ort für vier Lagen: Diese arten als Kreis und Gerade aus! Weitere Details siehe z. B. Luck & Modler, VDI-Richtlinie 2132

Wichtige Punkte sind A_0 (= {R_{12}} und {R_{34}}) und der Pol **R** (= $R_{13} = R_{14} = R_{24} = R_{23}$). Beide schneiden die Mittelpunktkurve m = m_0 der Bewegung von P (Ebene P = Kurbel = A_0A) gegenüber der Ebene Q (Ebene Q = die Schwinge = B_0B) und die Mittelpunktkurve {m} der Bewegung von Q gegen P. Beide Kurven arten hier als ein Kreis und eine Gerade aus. {m} ist gleichzeitig die Kreispunktkurve k_1.

Der Pol R_{34} = L ist der Spiegelpol zu {R_{34}}, also bez. RB_0 und liegt ebenso auf m_0.

Konstruktion:

a) Wertigkeitsbilanz, siehe oben

b) Totlagenwinkel $-\varphi_0/2$ und $-\psi_0/2$ in A_0 bzw. B_0 antragen, Schnitt liefert **R**.

c) k_1 aus Kreis durch R und A_0 mit Mittelpunkt auf RA_0.

d) m_0 aus Kreis durch R, A_0, L mit Mittelpunkt auf RB_0. L als Spiegelpunkt zu A_0 bez. RB_0.

e) Punkt B_a liegt nun auf m_0 im Bereich von L bis E;
Punkt A_a liegt nun auf k_1 im Bereich von N bis F

f) --> hier ist nun die noch frei Wahl einer Vorgabe: wähle hier den maximalen Übertragungswinkel für μ_{min} mit Hilfe von Tafel 7.1. Tafel 7.1 liefert Winkel β der Kurbel in Stellung 1:

φ_0 = 140°, ψ_0 = 40° ergibt aus Tafel 7.1 ¸ **β = 59°, μ_{min} = 15°.**

g) β in A_0 antragen, Schnitt mit k_1 liefert A_a, Schnitt mit m_0 liefert B_a:
damit liegt nun die **Kurbelschwinge** A_0ABB_0 in der äußeren Totlage vor., a = 30, b = 93, c = 44 mm

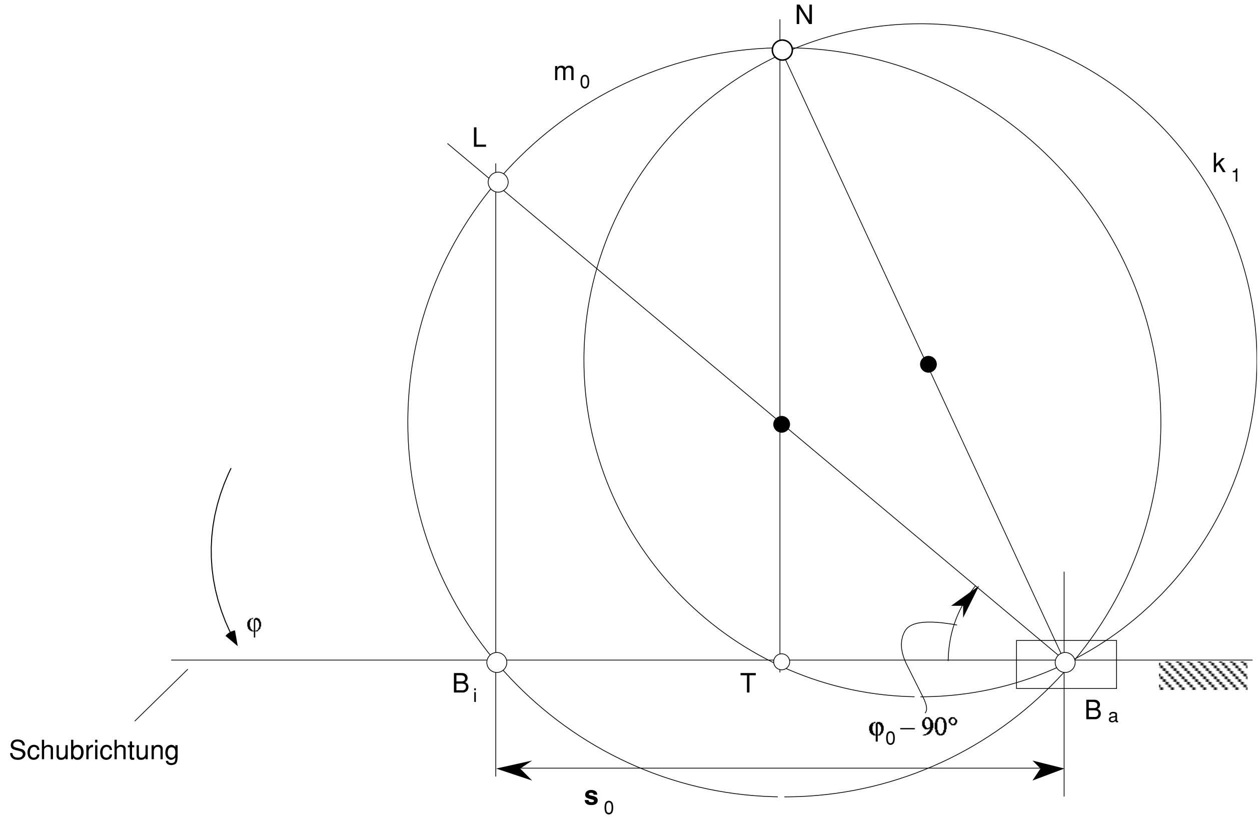
h) Prüfe die innere Totlage durch Antragen von φ_0 und den minimalen Übertragungswinkel (Steglagen)

Übung 11: Schubkurbel

Gegeben :	B_i	Schubrichtung	φ_0	s_0	Mittelpunktkurven	
Zahlenwerte:	0l0 mm	horizontal	130°	75 mm	verwenden	
Wertigkeit:	2	1	1	1	1	w =6

Gewähltes Getriebe: Schubkurbel ohne Koppelpunkt, p = 7:

frei Vorgaben: w_{frei} = 1: ¸ wähle max. Übertragungswinkel μ_{min}



Lösung: Details siehe Luck & Modler

a) Wertigkeitsbilanz, s. o.

b) Schubrichtung und Hub s_0 in B_i und B_a antragen.
Bezugsebene ist P_1 (Antriebskurbel), B_a entspricht Punkt B_1=B_2, B_i entspricht B_3=B_4

c) Winkel φ_0 - 90° = 40° in B_a antragen, Schnitt mit MS auf B_iB_a (Punkt T) liefert Mittelpunkt der Mittelpunktkurve m_0.
Schnitt mit MS auf B_iB_a mit der Mittelpunktkurve m_0 ergibt Schnittpunkt N.
Schnitt mit Lot auf B_iB_a in B_i mit der Mittelpunktkurve m_0 ergibt Schnittpunkt L.
Punkt A_0 liegt nun auf m_0 im Bereich von L bis B_i.

d) N und B_a sind Schnittpunkte der Kreispunktkurve k_1, Ort des Koppelpunktes A_a.
Mittelpunkt von k_1 auf Geraden von N-B_a.
Punkt A_a liegt nun auf k_1 im Bereich von E bis T.

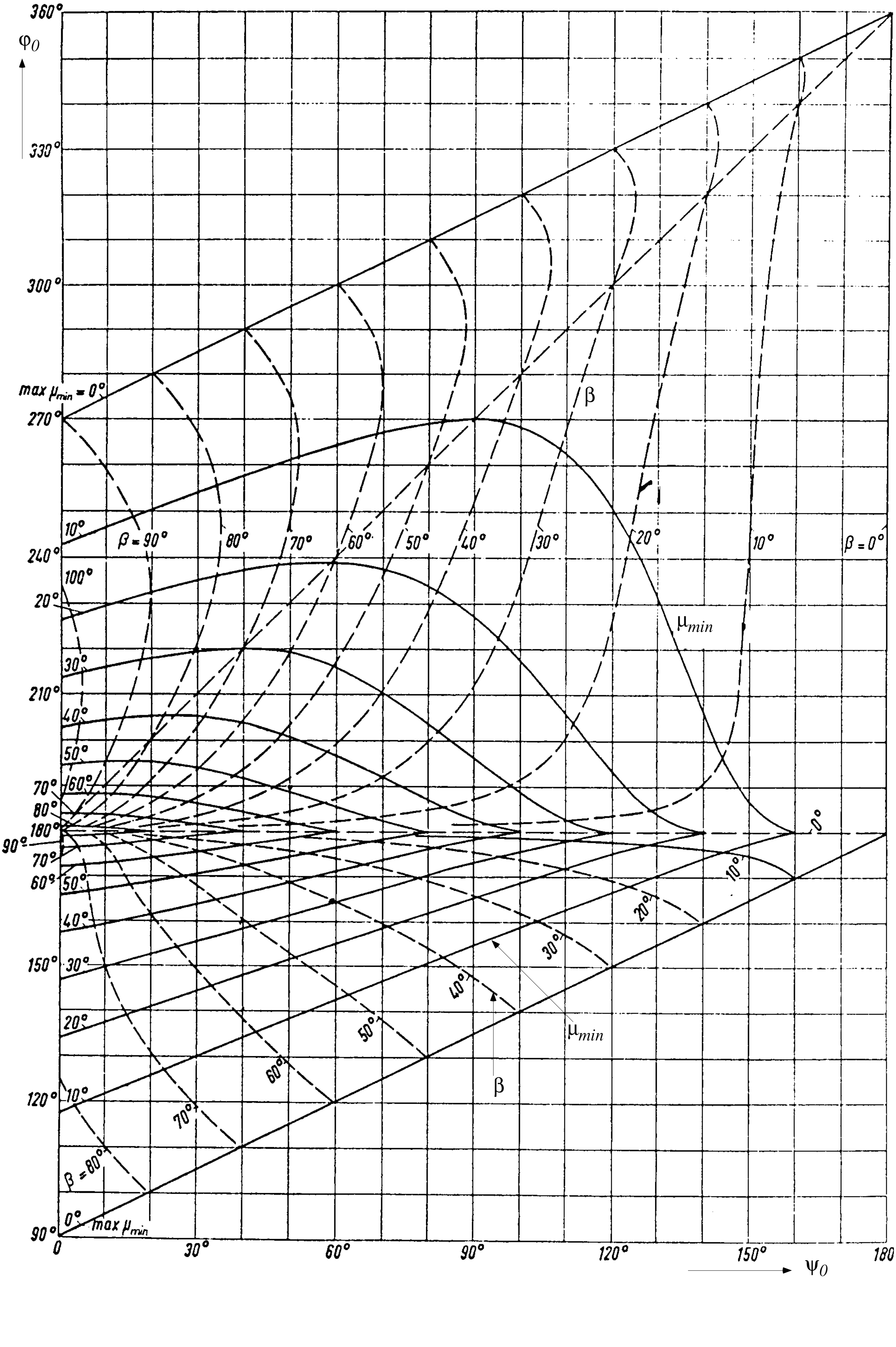
e) --> hier ist nun die noch frei Wahl einer Vorgabe: wähle hier den günstigen Übertragungswinkel μ_{min} , der mit Hilfe von Tafel 7.2 durch Exzentrizität e, gemessen von B_i-B_a, angetragen wird.
Tafel 7.2 ergibt mit φ_0 = 130° und max. μ_{min} : ¸ e/s_0 = 0.2 ¸ **e = 15 mm, μ_{min} = 17°.**

f) e antragen und Schnitt mit m_0 liefert A_0, Gerade A_0B_0 im Schnitt mit k_1 liefert A_a.
Damit liegt nun die **Schubkurbel** A_0AB in der äußeren Totlage vor, r = 32, l = 52 mm

g) Prüfe die innere Totlage und μ_{min} .

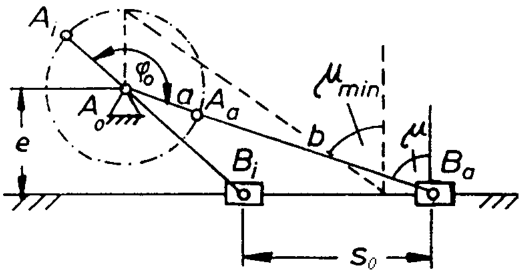
HW: Aufgaben 7.9, 7.10

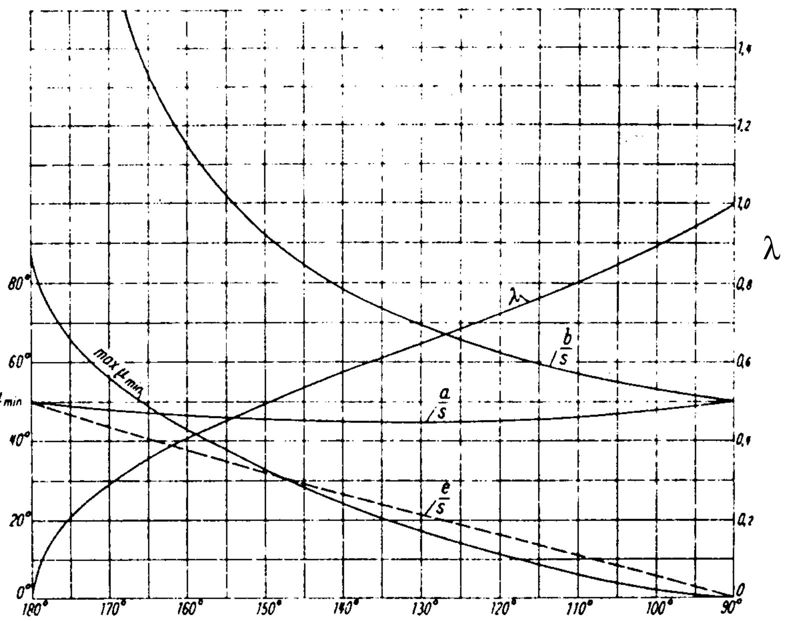
Tafel 7.1: Bester Kleinstwert des Übertragungswinkels μ des Hilfswinkels β in Abhängigkeit der Totlagenwinkel φ_0 und ψ_0 für Kurbelschwingen (VDI 2130 oder LUCK & MODLER, Getriebetechnik, Seite 371)



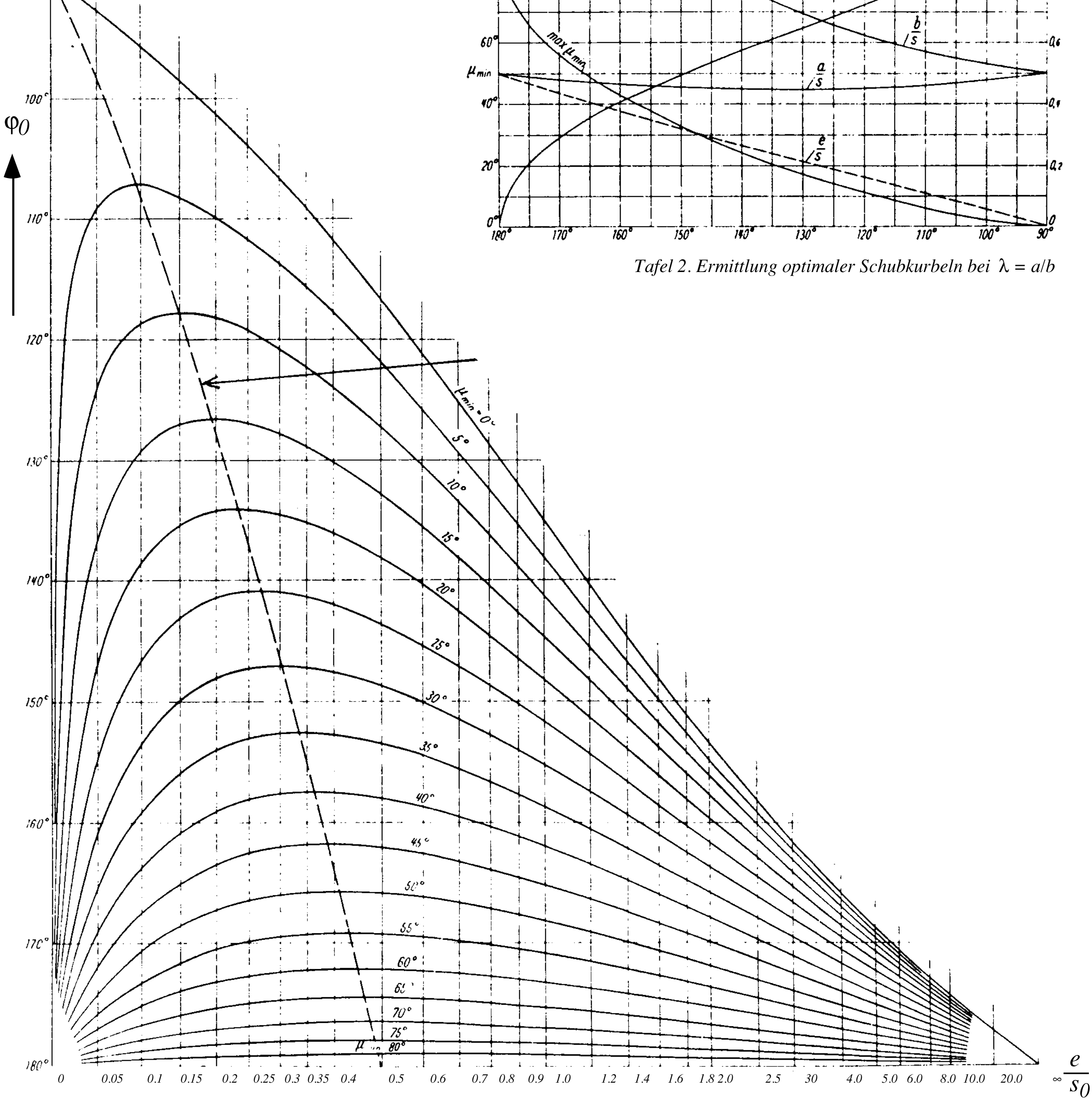
Tafel 7.2: Bester Kleinstwert des Übertragungswinkels μ des Faktor e/s_0 in Abhängigkeit des Totlagenwinkels φ_0 für Schubkurbeln

(VDI 2132 oder LUCK & MODLER, Getriebetechnik, Seite 379)





Tafel 2. Ermittlung optimaler Schubkurbeln bei $\lambda = a/b$



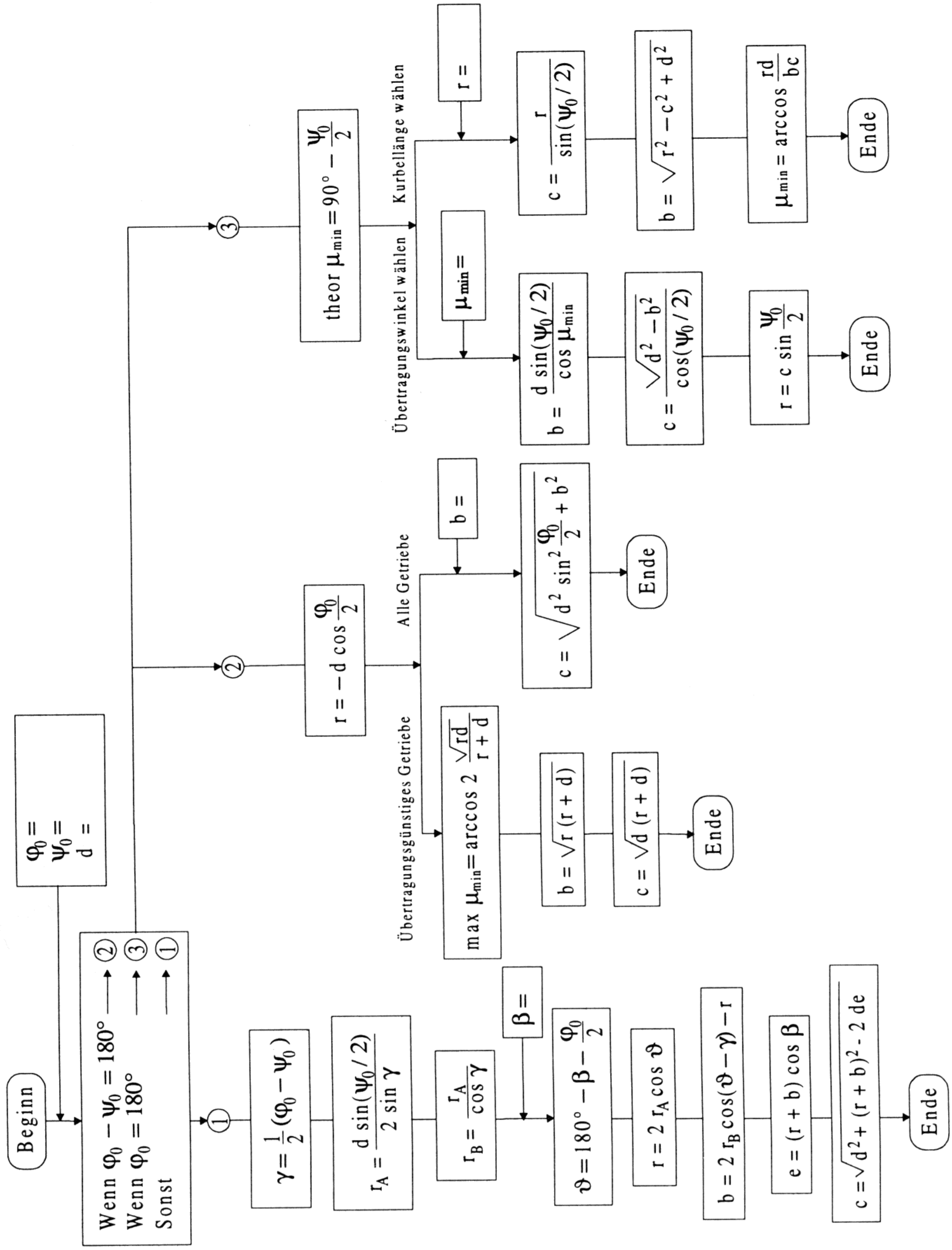
Tafel 1: Kleinstwert des Übertragungswinkels in Abhängigkeit vonm Tolgagenwinkel φ_0 und von der Exzentrizität e.

7.5.5 Analytische Auswertung der Totlagenkonstruktion nach Alt

aus [Kerle, 1998 #56], in Verbindung mit VDI-Richtlinie 2130.

Kurbelschwingen:

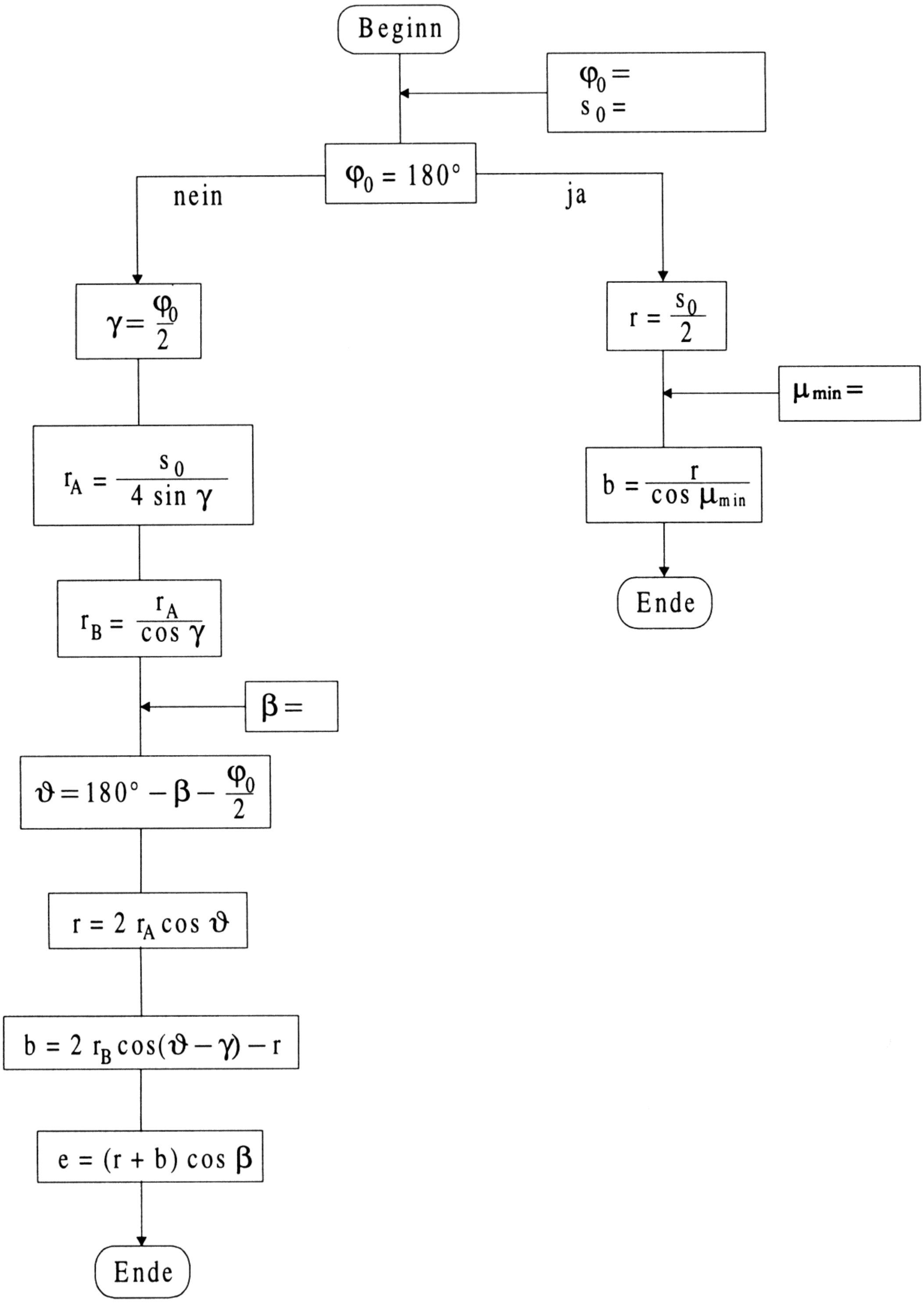
Geg: Totlagenwinkel φ_0 und ψ_0, Gestelllänge d. Der Wert β ist aus Tafel 7.1 zu entnhemen.



Umbenennungen:	Im Bild	im Manuskript
Länge	r	a
	b	c
	c	b

Schubkurbelgetriebe:

Geg: Totlagenwinkel φ_0, Hub s_0. Der Wert β ist aus VDI 2130 zu entnhemen.

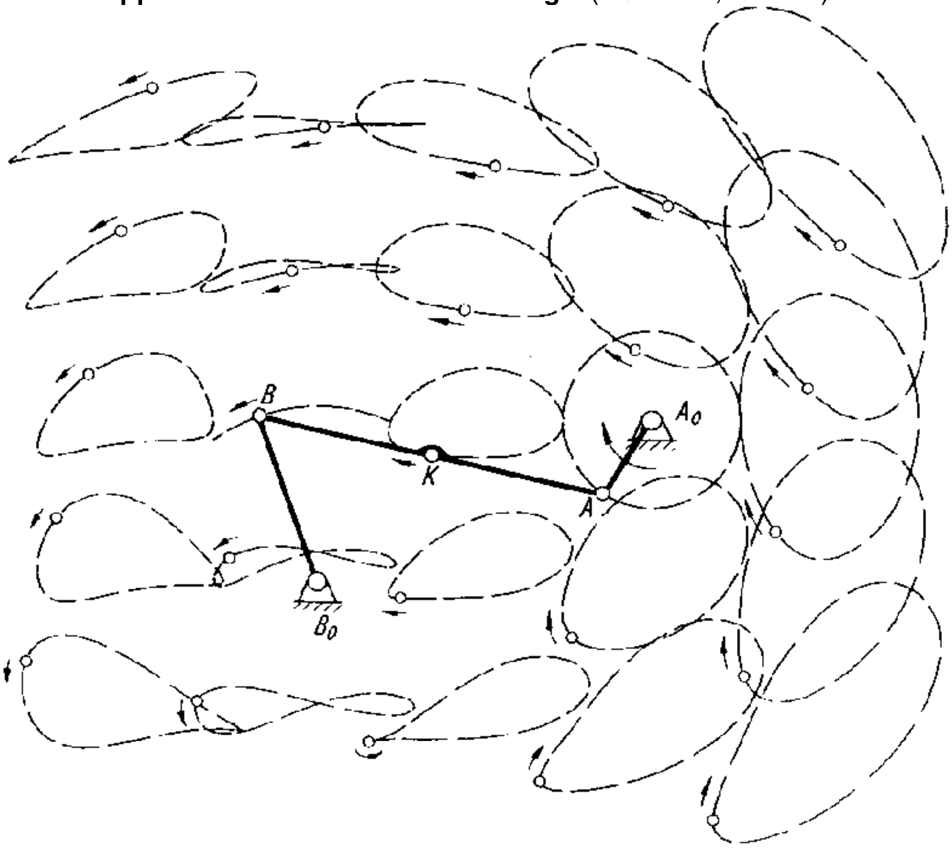


Umbenennungen:	Im Bild	im Manuskript
Länge	b	l

7.6 Konstruktion von Getrieben zur Erzeugung von Punktlagen und Koppelkurven – Pfad-Generator

☞ Gegeben sind Punkte einer Kurve oder Geraden in der Ebene, die ein Koppelpunkt K eines Getriebes einhalten soll.

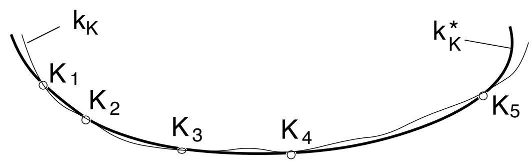
Beispiel von **Koppelkurven einer Kurbelschwinge** (VOLMER, S. 148)



☞ Sonderfall: Punkte liegen auf einer Geraden -> **Geradführung**,

☞ **Soll-Kurve k_K^* und Ist-Kurve k_K**

In der Regel erfüllt das Getriebe die Vorgaben nur für eine begrenzte Anzahl von Punkten und die erzeugte Kurve k_K nur näherungsweise die vorgegebene Sollkurve k_K^*:

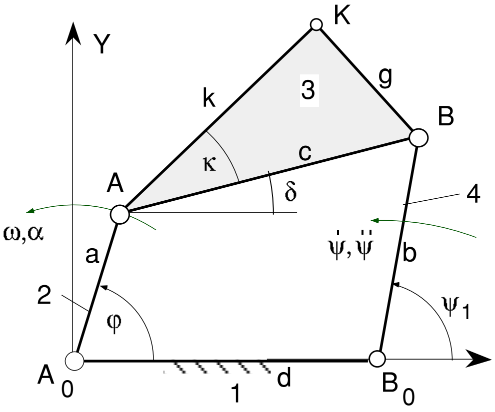


☞ **Analytische Auswertung der Koppelkurve**, siehe Kap. 4.

☞ Nach **Satz von Roberts** läßt sich jede Koppelkurve von **drei Getrieben** exakt erzeugen, siehe Abschn. 7.6.2.

7.6.1 Erfüllung von drei Koppelpunkten

Übung 7.12: Drei Punktlagen K_1, K_2 und K_3 der Koppelkurve k_K^* sollen durch eine Kurbelschwinge A_0ABB_0 mit Koppelpunkt K realisiert werden.

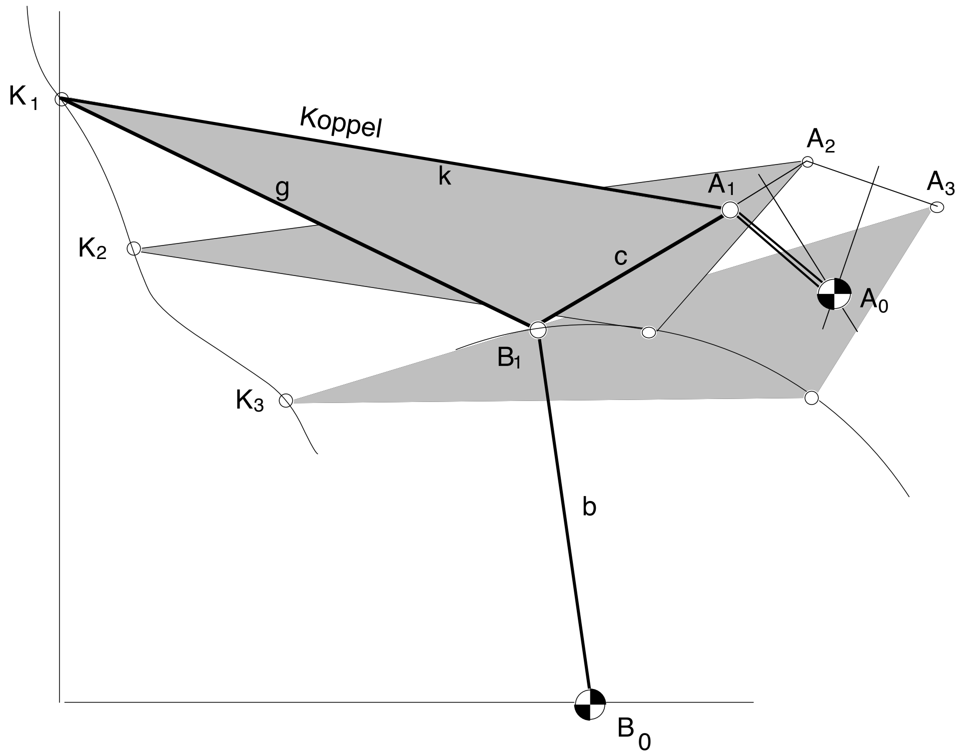


Lösung:

1. Wertigkeitsbilanz:

Gegeben :	K_1	K_2	K_3	B_0	g	b	k	c	
Zahlenwerte:	0l8 cm	1l6 cm	3l4 cm	7l0 cm	7 cm	5 cm	9 cm	3 cm	
Wertigkeit:	2	1	1	2	1	1	1	1	w =10

Gewähltes Getriebe und Zahl der Parameter p: Kurbelschwinge mit K mit p = 10
Frei Vorgaben: keine



2. Mit Vorgaben von g und b folgt die Koppel K_1B_1 und Abtriebskurbel B_1B_0.
3. Mit k und c ergibt sich der Punkt A_1 auf Koppel -> Koppel vollständig mit Punkten ABK.
4. Bringe Koppel in Lage 2 (KBA -> $K_2B_2A_2$) und in Lage 3 (KBA -> $K_3B_3A_3$)
5. A_0 liegt auf Mittelsenkrechten von A_1 - A_2 - A_3 --> **Kurbelschleife**

Ergebnis: A_0 = (10.2 / 5.4), a = 1.8 cm

7.6.2 Dreifache Erzeugung der Koppelkurve (Satz von Roberts)

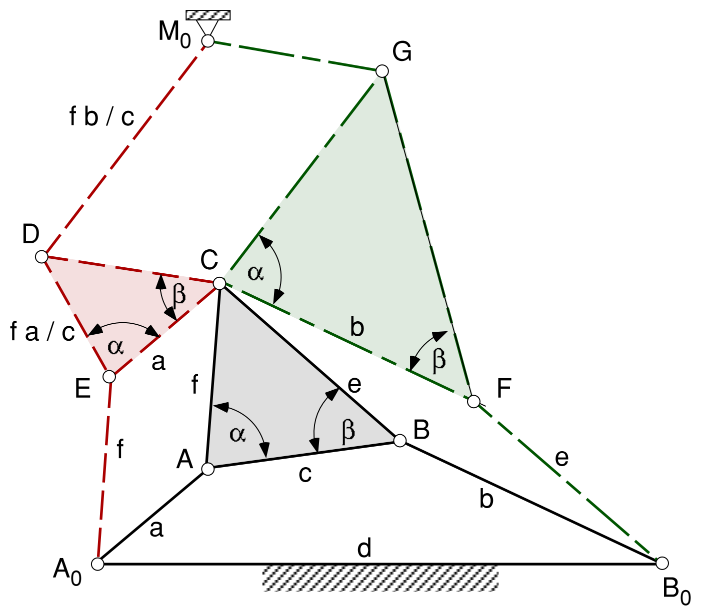
☞ Die Bahnkurve des Punktes C kann als Koppelkurve der drei Gelenkvierecke

A_0ABB_0,

A_0EDM_0,

B_0FGM_0

erzeugt werden, wobei die Koppeldreiecke ABC, ECD und CFG untereinander ähnlich und dem Dreieck $A_0B_0M_0$ ähnlich sind.



Lösung:

1. finde D aus A_0E II AC und EC II A_0A
   Winkel α in E und β in C antragen -> D
2. finde G aus B_0F II BC und FC II B_0B
   Winkel α in C und β in F antragen -> G
3. Finde M_0 aus M_0G II CD und M_0D II CG

Zwei weitere Viergelenkgetriebe liegen somit vor, die die selbe Koppelkurve in C erzeugen.

HW: Aufgabe 7.11

7.6.3 Erzeugung von Geradführungen

☞ Sonderfall der Punktlagen; jedoch die Pole liegen im Unendlichen.

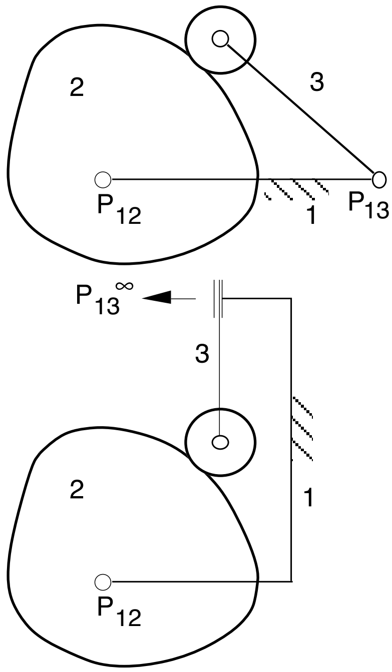
☞ Konstruktionen mittels der Technik, daß 4 Lagen einer Ebene paarweise parallel sind.
Anwendung des Ballschen Punktes (Schnittpunkt der Kreispunktkurve mit Wendekreis),
siehe LUCK / MODLER oder DIZIOGLU, Band 2.

☞ Vorgabe von Toleranzen, in der die Geradführung der Koppelkurve liegen soll.
Approximationsprinzip nach TSCHEBYSCHEW, siehe DIZIOGLU, Band 2.

☞ Vereinfachte Konstruktion:
Beispiel: Lenkergeradführung auf Strecke s mit 4 Punkten, realisiert durch eine Schubkurbel mit Koppelpunkt K. Siehe LUCK & MODLER.

7.7 Bestimmung von Kurvenscheiben – Funktionsgenerator

7.7.1 Grundbegriffe



◊ Das einfachste Getriebe besteht aus 3 Gliedern:

- Gestell 1
- Kurvenglied (Kurvenscheibe) 2
- Abtastglied (Rollenhebel, Stößel) 3

◊ Momentanpole

P_{12} = Drehgelenk der Scheibe

P_{13} = Drehgelenk des Rollenhebels oder Schubgelenk des Stößels

◊ Achsen parallel: ebenes Kurvengetriebe,

Achsen schneiden sich: sphärisches Getriebe

Achsen kreuzen sich: räumliches Getriebe

◊ Zwangslauf durch Anpresskraft (Feder , Gewicht, Pneumatik)

durch Formpaarung, siehe Bild

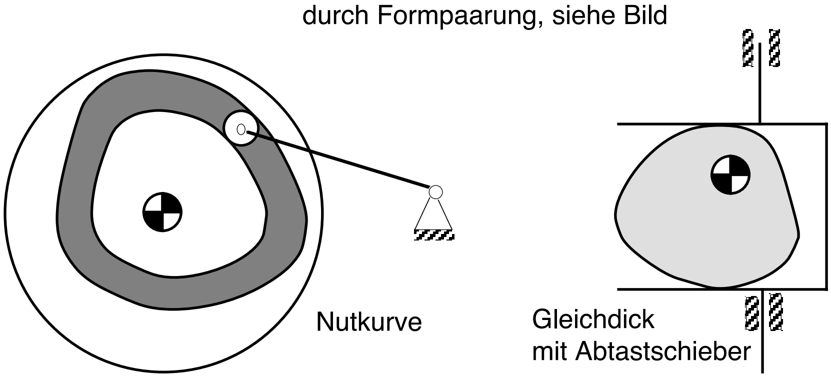


Bild: Zwangslauf durch Formpaarung (LUCK & MODLER, Getriebetechnik)

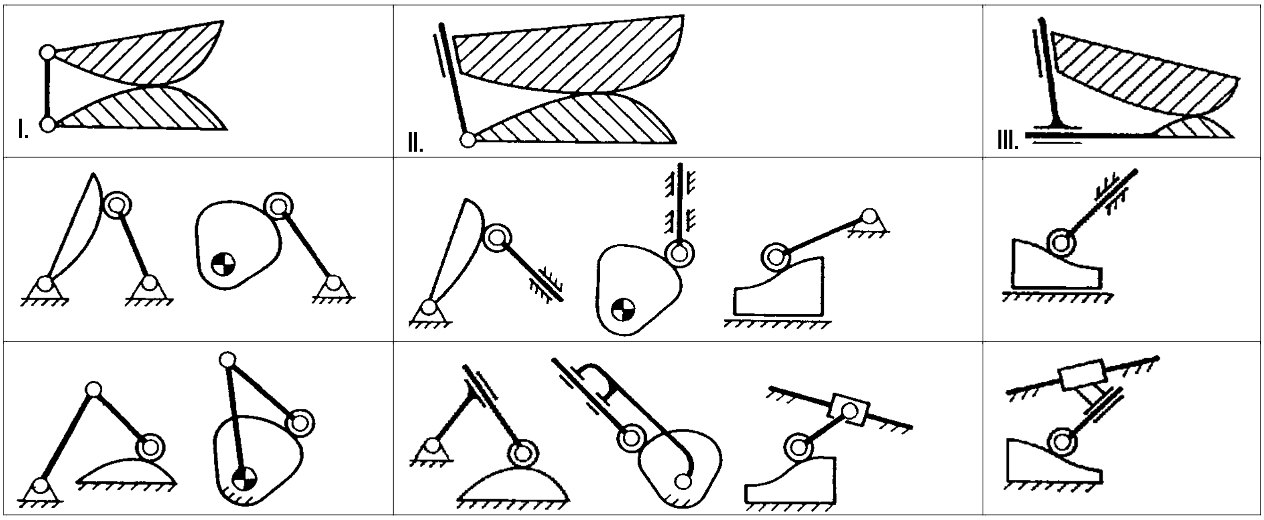
Übertragungsart:

(meist) Kurvenglied ist Antrieb mit Winkel φ und Winkelgeschwindigkeit $\omega = \dot{\varphi}$ = konst.

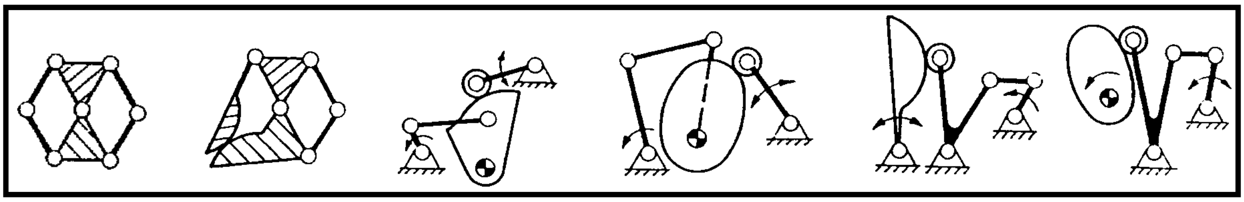
Rollenhebel oder Stößel ist Abtrieb mit Winkel $\psi(\varphi)$ oder Weg $s(\varphi)$

7.7.2 Systematik von Kurvengetrieben

◊ Aus Gelenkviereck lassen sich verschiedene Bauformen des Kurvengetriebes ableiten; **dreigliedrige** Kurvengetriebe, siehe Bild 6.4, LUCK & MODLER, Getriebetechnik.

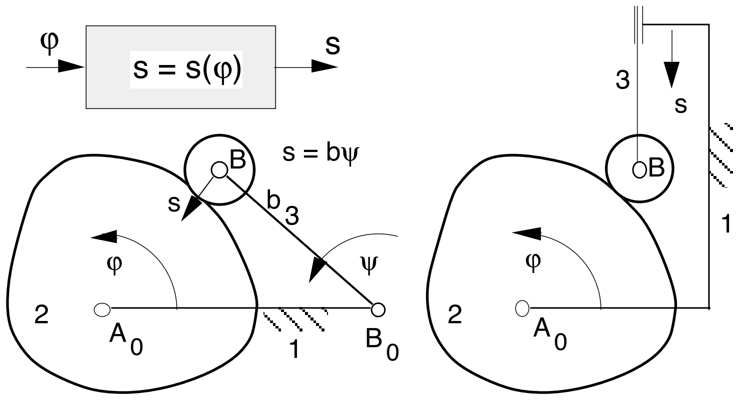


◊ Aus sechs-gliedriger Kette (Watt) lassen sich weitere Bauformen ableiten; siehe Bild 6.5, LUCK & MODLER, Getriebetechnik



7.7.3 Übertragungsverhalten

Übertragungsfunktion:



Bewegungsplan:

◊ Forderungen wie

Hub,

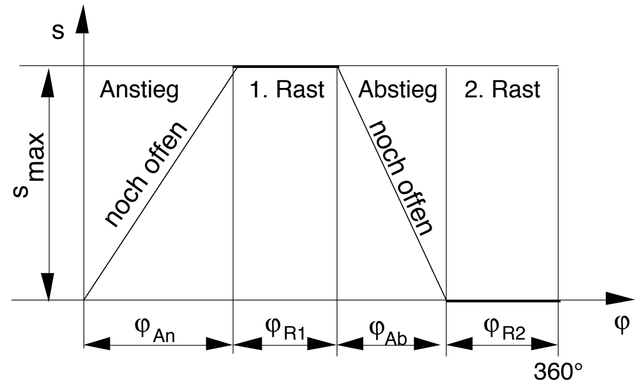
Stillstand (Rast),

An- und Abstiegspunkte

◊ Stillstand: s = konst.

Gleichlauf: φ und ψ gleichgerichtet,

Gegenlauf: φ und ψ entgegen gerichtet



Bewegungsschaubild:

◊ enthält die tatsächlichen

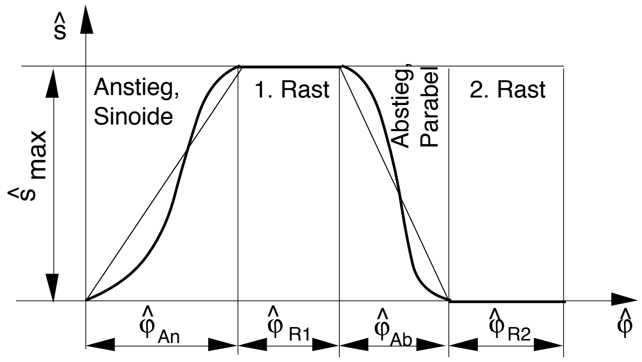
Bewegungsgesetze im Maßstab

Drehwinkel φ: $\hat{\varphi} = M_\varphi \, \varphi$,

Hub s: $\hat{s} = M_s \, s$,

◊ Vorgabe der An- und Abstiegsfunktionen

z. B. Sinoide und Parabel



Kinematischen Bewegungsgleichungen

Position: $s = s(\varphi)$ -> Übertragungsfkt. 0. Ordg.

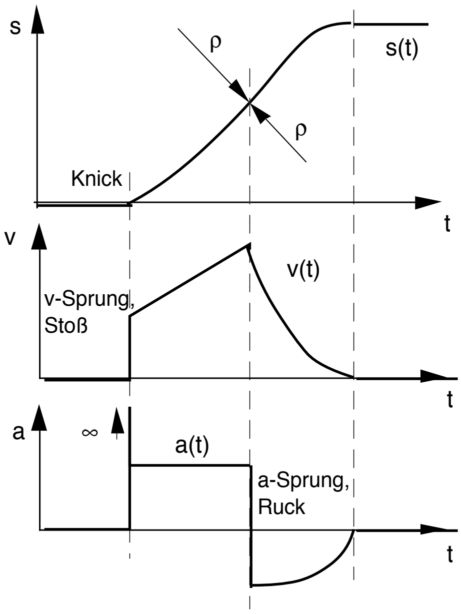
Geschwindigkeit $\dot{s} = v = \dfrac{ds}{d\varphi}\dfrac{d\varphi}{dt} = s'\omega$ mit $\omega = \dot{\varphi}$, $s' = \dfrac{ds}{d\varphi}$ -> Übertragungsfkt. 1. Ordg.

Beschleunigung $\ddot{s} = a = \dfrac{d^2s}{d\varphi^2}\left(\dfrac{d\varphi}{dt}\right)^2 + \dfrac{ds}{d\varphi}\dfrac{d^2\varphi}{dt^2} = s''\omega^2 + s'\dot{\omega}$ mit $s'' = \dfrac{d^2s}{d\varphi^2}$ -> Übertr.fkt. 2. Ordg

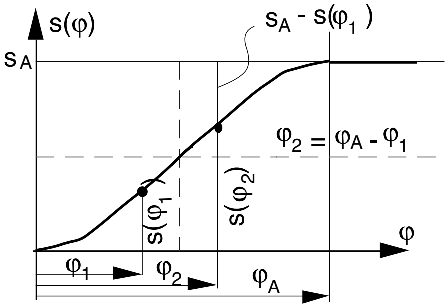
Ruck (für ω = konst.) $\dddot{s} = \dfrac{d^3s}{d\varphi 3}\left(\dfrac{d\varphi}{dt}\right)^3 = s'''\omega^3$ mit $s''' = \dfrac{d^3s}{d\varphi^3}$ -> Übertr.fkt. 3. Ordg.

◊ Funktion $s = s(\varphi)$ i. a. nicht stetig:

erkenntlich am Knick, Sprung, Ruck



◊ Symmetrische Funktion:



◊ Kinematische Kennwerte: für ω = konst.

$v_{max} = s'_{max}\,\omega$, $s'_{max} = C_v$: Geschwindigkeitskennwert

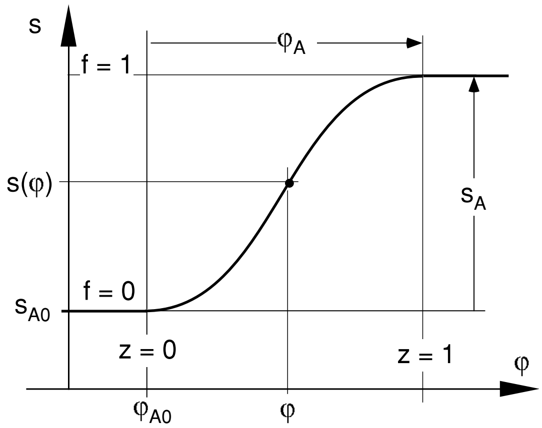
$a_{max} = s''_{max}\,\omega^2$, $s''_{max} = C_a$: Beschleunigungskennwert

$j_{max} = s'''_{max}\,\omega^3$, $s'''_{max} = C_j$: Ruckkennwert

◊ Dynamische Kennwerte:

• geringe kinetische Energie: C_v klein halten

• maximales Antriebsmoment aus: $C_m = (s' \;\; s'')_{max}$



◊ **Normierte Funktionen:**

dimensionslose Winkelgröße für einen An- oder Abstieg $z = (\varphi - \varphi_{A0}) / \varphi_A$, $(0 <= z <= 1)$

dimensionslose Übergangsfunktion $f(z) = s(\varphi) / s_A$, $(0 <= f <= 1)$

☞ $s(\varphi) = s_{A0} + f(z)\, s_A$.

wo φ_{A0} der Startwinkel und s_{A0} der Startweg des An- bzw. Abstiegs.

Für Abstieg ist s_A negativ einzusetzen.

Übung 7.13:

Bestimme Geschwindigkeit und Beschleunigung unter Verwendung der Variablen z und f(z).

Bestimme die

Übung 7.13/2:

Für einen Ventilantrieb mit Nockenwelle bei 382 U/min und Ventilgewicht von 0.2 kg berechne die maximale Leistung des Nockenantriebs. Die Nockenwelle hat einen Anstieg von 15 mm bei 70 Grad Drehung, Nocken-Kurve ist Modell X aus Tafel 7.3

Entwicklung kinematischer Bewegungsgesetze

☞ Potenzgesetze:
- Gerade: nur für langsam laufende Getriebe.
- Parabel:
- n-gliedrige Polynome $f(z) = \sum_{i=0}^{n} a_i z^i$

Ungerade Potenzgesetze n = 1,3,5, ... liefern zentralsymmetrische Übertragungsfunktionen

Übung 7.14: Potenzgesetz 3-4-5: $f(z) = a_3 z^3 + a_4 z^4 + a_5 z^5$ (1)

Restriktionen $f(0) = 0$ und $f(1) = 1$ (2)

$f'(0) = 0$, -> Stoßfreiheit (3)

$f''(0) = 0$; -> Ruckfreiheit (4)

$1 - f(z) = f(1 - z)$ -> Symmetrie der Funktion (5)

aus (5): $1 = a_3 (1 - 3z + 3z_2) + a_4 (1 - 4z + 6z_2 - 4z^3 + 2z^4) + a_5 (1 - 5z + 10z_2 - 10z^3 + 5z^4)$ (6)

aus Koeffizientenvergleich von (6) mit (1) und (2) bis (4) :

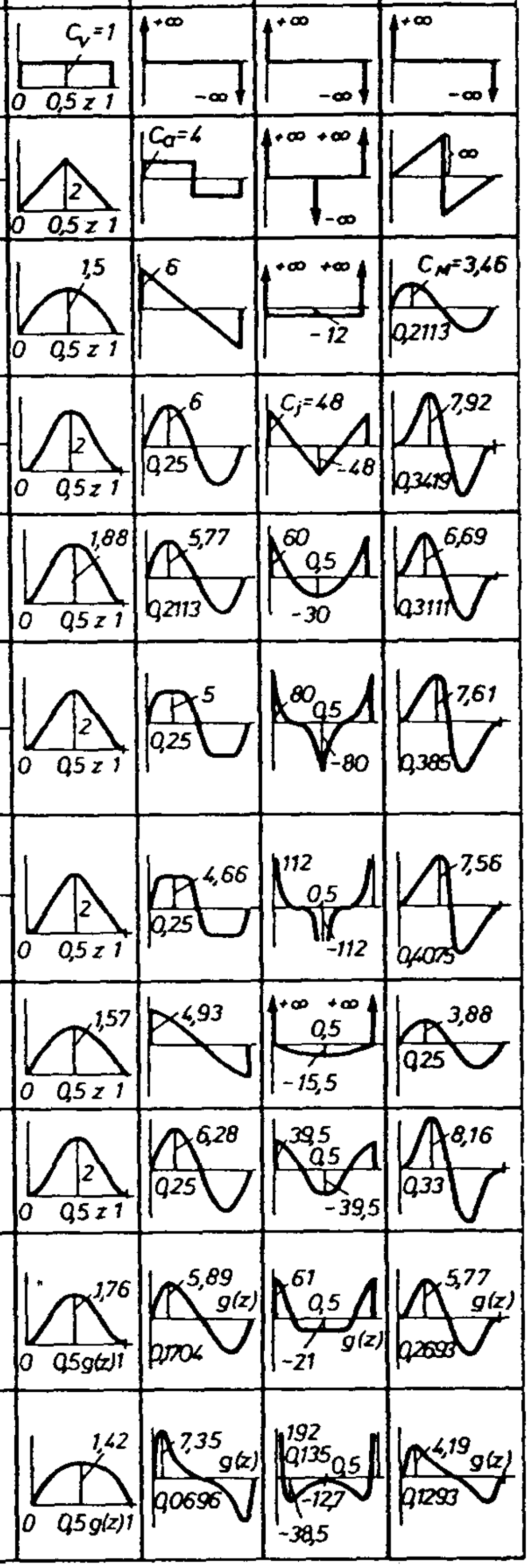
$$\begin{pmatrix} 1 & 1 & 1 \\ 3 & 4 & 5 \\ 3 & 6 & 10 \\ 0 & 2 & 5 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} a_3 \\ a_4 \\ a_5 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad \Rightarrow \quad \left. \begin{matrix} a_3 = 10 \\ a_4 = -15 \\ a_5 = 6 \end{matrix} \right\} \quad \Rightarrow \quad f(z) = 10z^3 - 15z^4 + 6z^5$$

☞ Trigonometrische Funktionen:
- Sinoide: $f(z) = 1/2 \ (1 - \cos(\pi z))$
- BESTEHORNsche Sinoide $f(z) = z - 1/2\pi \ \sin(2\pi z)$

◊ **Gebräuchliche normierte Übertragungsfunktionen siehe Tafel 7.3.**

Tafel 7.3: Symmetrische normierte Übertragungsfunktionen für Rast-in-Rast Bewegung (aus Bild 6.10, LUCK & MODLER, Getriebetechnik)

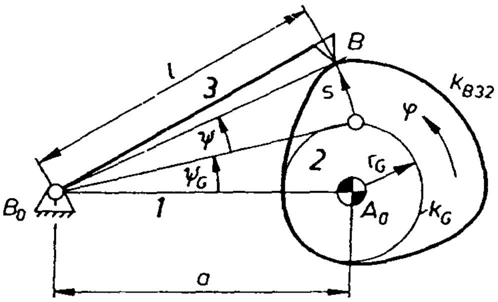
Bewegungsgesetz	Normierte Übertragungsfunktion	$f'(z)$	$f''(z)$	$f'''(z)$	$f'(z) \cdot f''(z)$
Gerade 1Polynom 1.Potenz	$f(z) = z$	$C_v=1$; 0 0,5 z 1	$+\infty$; $-\infty$	$+\infty$; $-\infty$	$+\infty$; $-\infty$
qudratische Parabel 2Polynom 2.Potenz	$z = 0 \ldots 0{,}5$: $f_1(z) = 2z^2$ $z = 0{,}5 \ldots 1$: $f_2(z) = 1-2(1-z)^2$	2; 0 0,5 z 1	$C_a=4$	$+\infty$ $+\infty$; $-\infty$	∞
kubische Parabel 2-3 Polynom 3. Potenz	$f(z) = 3z^2 - 2z^3$	1,5; 0 0,5 z 1	6	$+\infty$ $+\infty$; -12	$C_M=3{,}46$; 0,2113
3-4 Polynom 4. Potenz	$z = 0 \ldots 0{,}5$: $f_1(z) = 8(z^3 - z^4)$ $z = 0{,}5 \quad 1$: $f_2(z) = 1-8[(1-z)^3-(1-z)^4]$	2; 0 0,5 z 1	6; 0,25	$C_j=48$; -48	7,92; 0,3419
3-4-5 Polynom 5. Potenz	$f(z) = 10z^3 - 15z^4 + 6z^5$	1,88; 0 0,5 z 1	5,77; 0,2113	60; 0,5; -30	6,69; 0,3111
3-4-5-6 Polynom 6. Potenz	$z = 0 \ldots 0{,}5$: $f_1(z) = \frac{8}{3}(5z^3 - 15z^4 + 24z^5 - 16z^6)$ $z = 0{,}5 \ldots 1$: $f_2(z) = 1 - \frac{8}{3}[5(1-z)^3 - 15(1-z)^4 + 24(1-z)^5 - 16(1-z)^6]$	2; 0 0,5 z 1	5; 0,25	80; 0,5; -80	7,61; 0,385
3-4-5-6-7-8 Polynom 8. Potenz	$z = 0 \ldots 0{,}5$: $f_1(z) = \frac{8}{3}(7z^3 - 35z^4 + 112z^5 - 224z^6 + 256z^7 - 128z^8)$ $z = 0{,}5 \ldots 1$: $f_2(z) = 1 - \frac{8}{3}[7(1-z)^3 - 35(1-z)^4 + 112(1-z)^5 - 224(1-z)^6 + 256(1-z)^7 - 128(1-z)^8]$	2; 0 0,5 z 1	4,66; 0,25	112; 0,5; -112	7,56; 0,4075
Sinuslinie (einfache Sinoide)	$f(z) = \frac{1}{2}[1 - \cos(\pi z)]$	1,57; 0 0,5 z 1	4,93	$+\infty$ $+\infty$; 0,5; $-15{,}5$	3,88; 0,25
Sinoide von Bestehorn æ = 0	$f(z) = z - \frac{1}{2\pi}\sin(2\pi z)$	2; 0 0,5 z 1	6,28; 0,25	39,5; 0,5; $-39{,}5$	8,16; 0,33
beschleunigungsoptimale geneigte Sinuslinie æ = +0,134	$f(z) = z - \frac{1}{2\pi}\sin(2\pi z)$ $g(z) = z - \frac{0{,}134}{2\pi}\sin(2\pi z)$	1,76; 0 0,5 g(z) 1	5,89; g(z); 0,1704	61; 0,5; g(z); -21	5,77; g(z); 0,2693
momentenoptimale geneigte Sinuslinie æ = +0,41	$f(z) = z - \frac{1}{2\pi}\sin(2\pi z)$ $g(z) = z - \frac{0{,}41}{2\pi}\sin(2\pi z)$	1,42; 0 0,5 g(z) 1	7,35; g(z); 0,0696	192; 0,135; 0,5; $-12{,}7$; $-38{,}5$	4,19; g(z); 0,1293



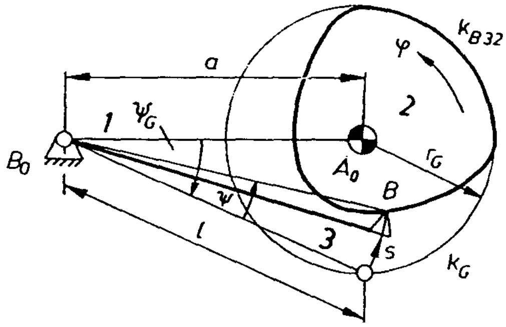
7.7.4 Kinematische Abmessungen von Kurvengetrieben

Die kinematischen Abmessungen sind (aus LUCK&MODLER)

Kurvengetriebe mit Schwinge



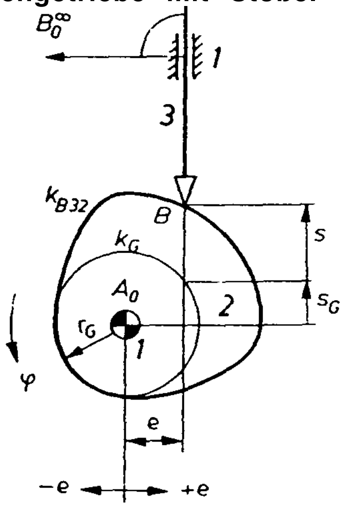
F-Getriebe



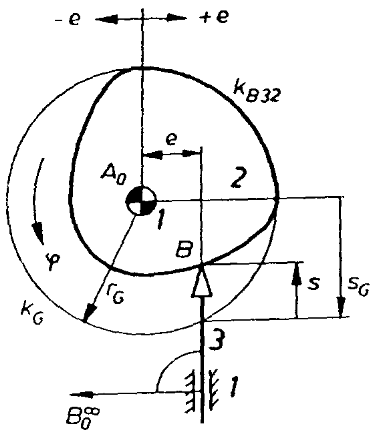
P-Getriebe

$a = A_0B_0$	-> Gestellänge
$l = B_0B$	-> Schwingenlänge (Länge Rollenhebel)
r_G	-> Grundkreisradius des Grundkreises k_G
ψG	-> Grundwinkel: $\cos\psi_G = \kappa \frac{a^2 + l^2 - r_G^2}{2al}$; $\begin{cases} \kappa = +1: \text{ F-Getriebe} \\ \kappa = -1: \text{ P-Getriebe} \end{cases}$

Kurvengetriebe mit Stößel



F-Getriebe



P-Getriebe

e	-> Exzentrizität (+e, wenn A_0 links von Schubrichtung und Scheibe links drehend, sonst -e)
s_G	-> Grundhub: $s_G = \kappa\left|\sqrt{r_g^2 - e^2}\right|$; $\begin{cases} \kappa = +1: \text{ F-Getriebe} \\ \kappa = -1: \text{ P-Getriebe} \end{cases}$

Entwurfskriterien:

◊ **Übertragungswinkel** μ (Winkel zwischen n_a und n_r oder t_a und t_r , vgl. Kap. 2

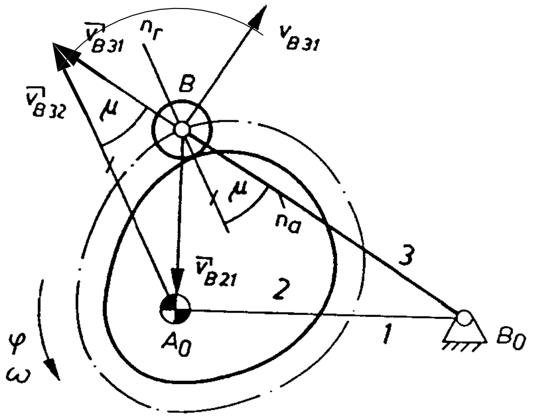
$\mu_{min} \geq 45°$ für langsam laufende Kurvengetriebe mit $n \leq 30$ U/min

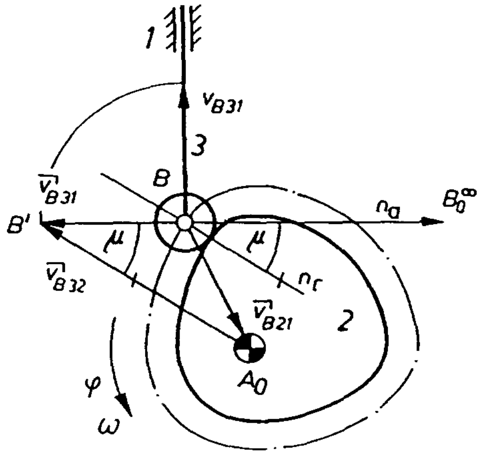
$\mu_{min} \geq 60°$ für schnell laufende Kurvengetriebe mit $n \geq 30$ U/min und Getriebe mit Stößel

◊ Statische und dynamische Kräfte

◊ Flächenpressung (Verschleiß)

Entwurf mit Hilfe der gedrehten Geschwindigkeiten und Übertragungswinkel μ_{min}:





◊ Geschwindigkeit in B: $\vec{v}_B = \vec{v}_{B31} = \vec{v}_{B21} + \vec{v}_{B32} = \vec{v}_{Bf} + \vec{v}_{Br}$

Führgeschwindigkeit : $\vec{v}_{Bf} = \vec{v}_{B21} = \omega\, r;$ mit $\omega = \omega_{21};$ $r = r(\varphi) = \overline{A_0B}$

Abtriebsgeschwindigkeit: $\boxed{v_{B31} = v_B = \frac{ds}{dt} = \frac{ds}{d\varphi}\frac{d\varphi}{dt} = s'\,\omega}$

Geschwindigkeitsmaßstab: $\boxed{\hat{v}_{B21} = M_v\, v_{B21} \equiv M_s\, r \quad \Rightarrow\; M_v = \frac{M_s}{\omega}}$

☞ A_0 liegt im Schnittpunkt der Geschwindigkeit $\vec{v}_{B21}$ und $\vec{v}_{B32}$, wobei Richtung von $\vec{v}_{B32}$ durch μ gegeben ist. ☞ Konstruktion mit Hilfe des **Hodographverfahrens**

7.7.5 Hodografverfahren

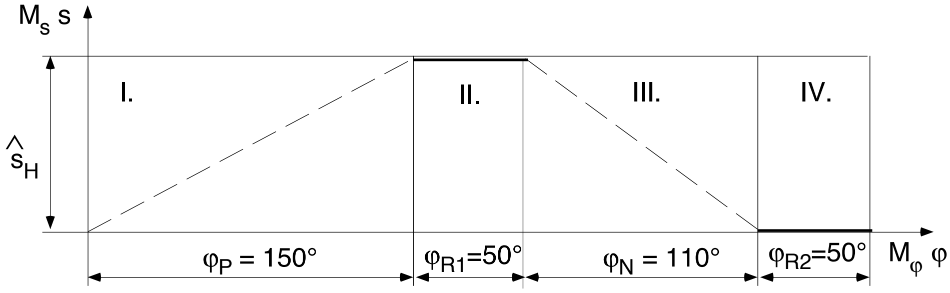
◊ Darstellung der gedrehten Abtriebsgeschwindigkeit **s'~ v über s im Hodografen.**

A_0 - Bereich ergibt sich aus μ_{min}.

Beispiel: Gegeben: Bewegungsplan und Bewegungsschaubild eine Kurvenscheibe mit Schwinge

Gesucht: Abmessungen a und r_G

Bewegungsplan:



Bewegungsschaubild:

Bereich I:
Anstieg (P) als BESTEHORN Sinoide

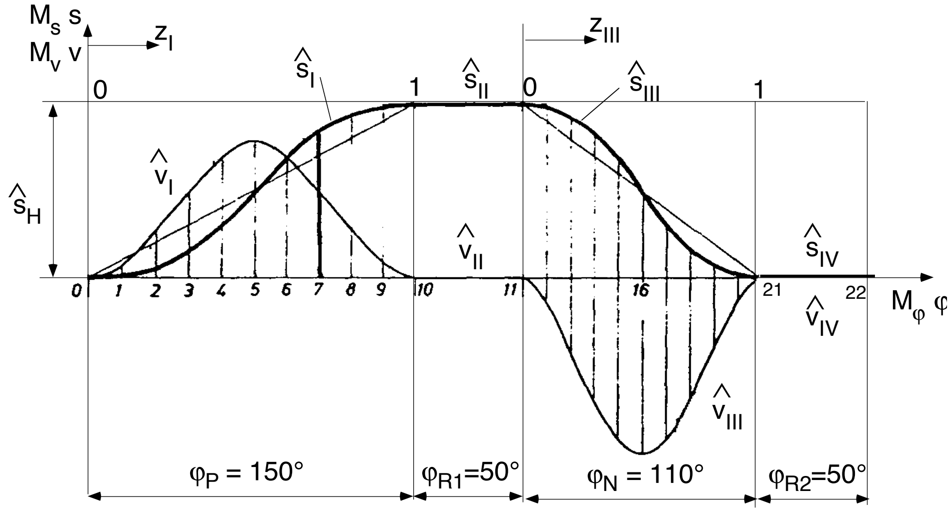
Bereich II:
Rast 1 mit Gerade bei Hub s_H

Bereich III:
Abstieg mit 3-4-5-Polynom

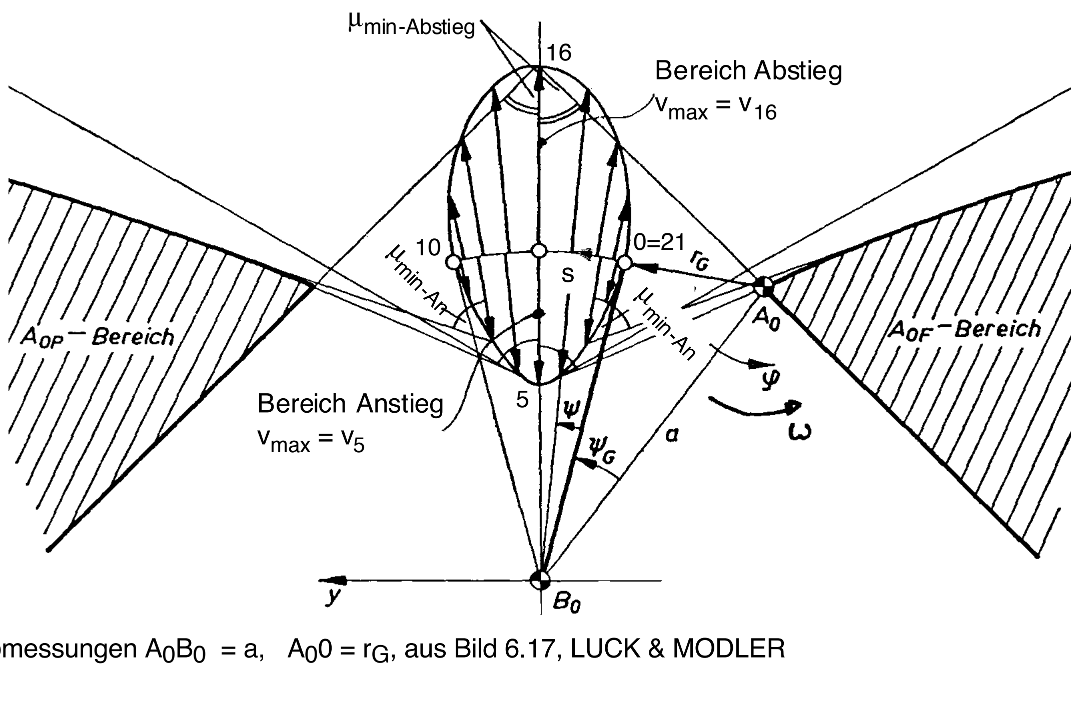
Bereich IV:
Rast 2 mit Gerade bei Hub $s = 0$

$v = s' \omega$

$\hat{v} = M_v\, v = M_s\, s'$



Hodograf:



Hauptabmessungen $A_0B_0 = a$, $A_0 0 = r_G$, aus Bild 6.17, LUCK & MODLER

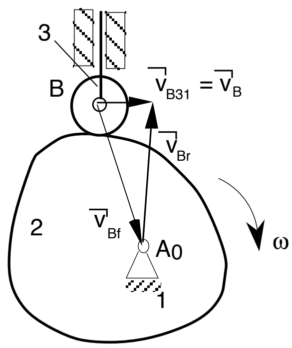
Näherungsverfahren nach FLOCKE

◊ es werden nur die Maximalgeschwindigkeiten im Hodografen verwendet.
A_0 - Bereich ergibt sich aus μ_{min} an v_{max}.

Kinematisches Profil / und Kurvenscheibenprofil:

◊ Aus dem Bewegungsschaubild wird das kinematische Profil = Rollenmittelpunktskurve ermittelt.
Durch Abziehen des Rollenradius (normal zur Kurve) erhält man die Kurvenscheibe

Übung 7.15: Konstruktion einer Kurvenscheibe mit Stößel



Ein Kurvengetriebe, siehe Skizze, mit einem gerade geführten Eingriffsglied, verwirklicht das abgebildete Bewegungsdiagramm s = s(φ) mit zwei Rasten.
Der Verlauf der gedrehten Geschwindigkeit $v_B = \omega\, s'$ in Abhängigkeit vom Weg s des Eingriffsgliedes ist bereits als s'(s)-diagramm ermittelt worden; ferner ist der Drehsinn der Kurvenscheibe (rechts herum!) bekannt.

Gesucht:

1. Es ist der für den Anlauf und der für den Ablauf geltende Teil des s'-s - Diagramms zu kennzeichnen.

2. Man trage die Übertragungswinkel $\mu_1 = 70°$ (für Anstieg) und $\mu_2 = 50°$ (für Abstieg) bei v_{max} ein und bestimme den Drehpunkt A_0 der Kurvenscheibe.

3. Für das Kurvengetriebe gebe man die Größe der Exzentrizität e vorzeichenrichtig an, wenn ein F-Getriebe vorliegen soll.

4. Man konstruiere für 24 Getriebestellungen das kinematische Profil und das Kurvenscheibenprofil (Rollendurchmesser d = 10 mm).

Lösung:

1. Rechter Teil ist ...., da Scheibe rechtsdrehend, linker Teil ....

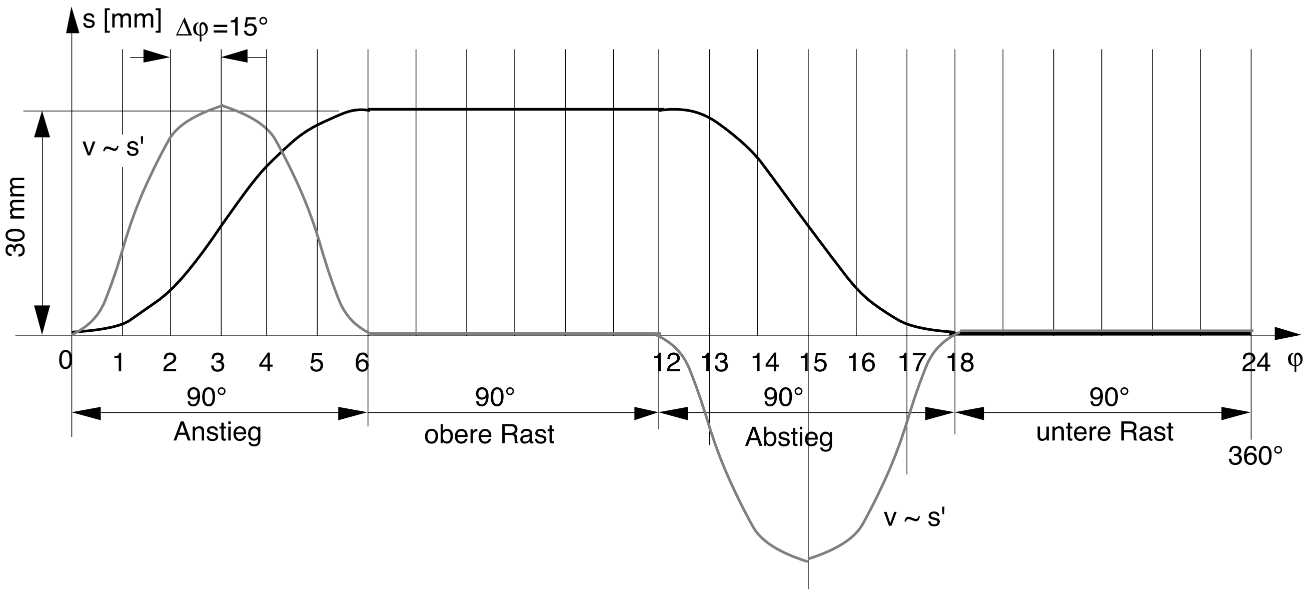
2. μ_1 und μ_2 in v_{max} an s(s') - Kurve antragen, Schnittpunkt liefert ....

3. Exzentrizität e ergibt sich aus .... -> e = ... mm
Grundkreisradius r_G = ... mm = Abstand ....
Grundhub $s_G = \sqrt{(r_G^2 - e^2)}$ = ... mm

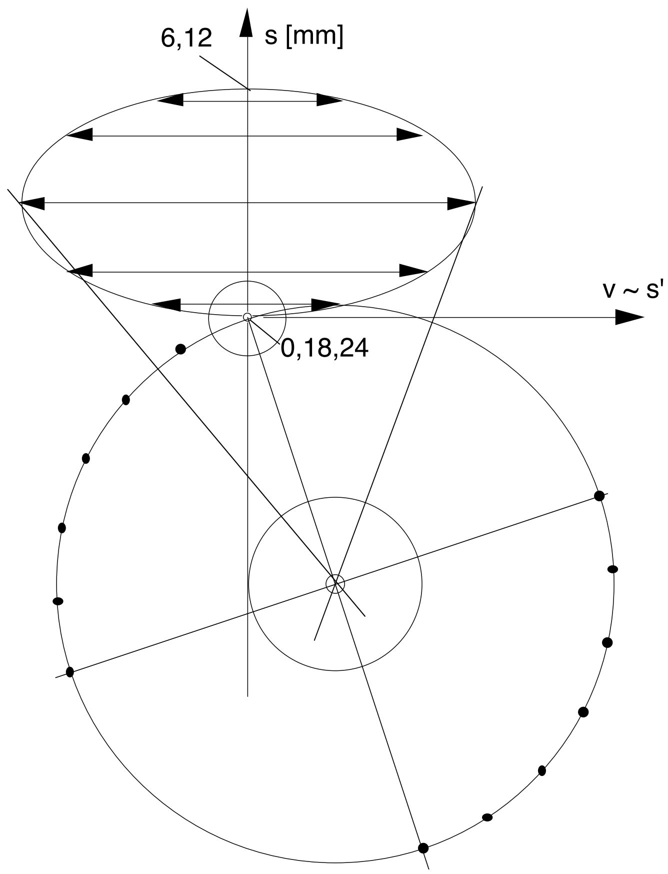
4. Kurvenscheibenprofil bei Rollendurchmesser d = 10 mm:
Grundkreis einzeichnen, Winkelteilung von φ beginnend bei 0 entgegen ω vornehmen.
Tangente an e-Kreis durch φ_i -Werte ergibt Richtung von s_i
s_i aus Bewegungsschaubild entnehmen und auf Strahl ab Grundkreis antragen
-> kinematisches Profil (Rollenkreisprofil)

Rollen in kinematisches Profil einzeichnen -> Kurvenscheibenprofil ist Einhüllende der Rollen.

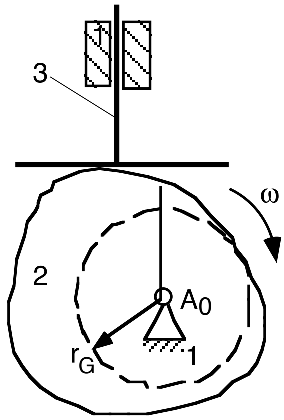
Bewegungsdiagramm



s'-s - Diagramm (Hodograf) un Konstruktion der Kurvenscheibe



Übung 7.16: Konstruktion einer **Kurvenscheibe mit Teller-Stößel**



Alternativ zur Übung 7.15 (Kurvenscheibe mit Rollen-Stößel) soll hier das Bewegungsdiagramm aus Übung 1 durch eine Kurvenscheibe mit Teller-Stößel realisiert werden.

Gegeben:

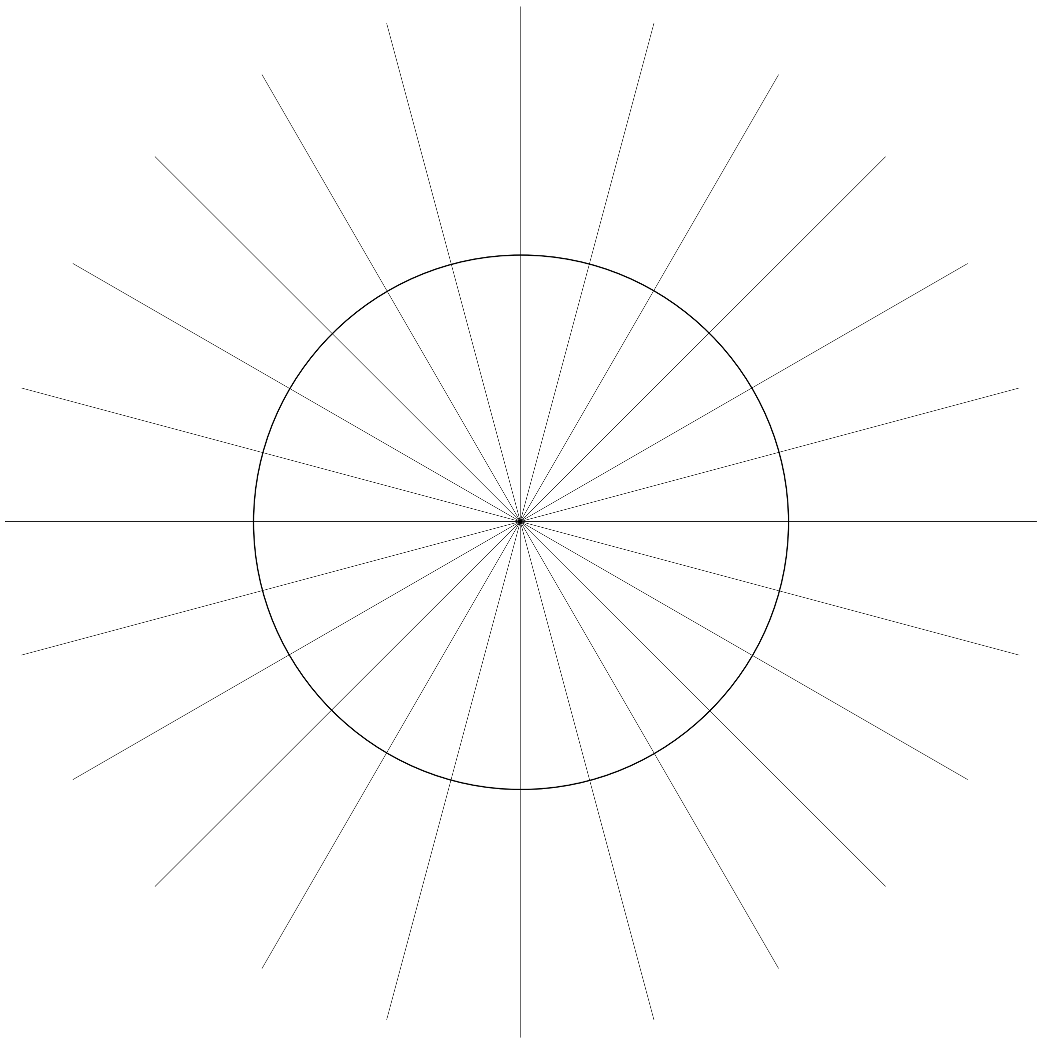
Der Grundkreis-Radius $r_G = 35$ mm.

Gesucht:

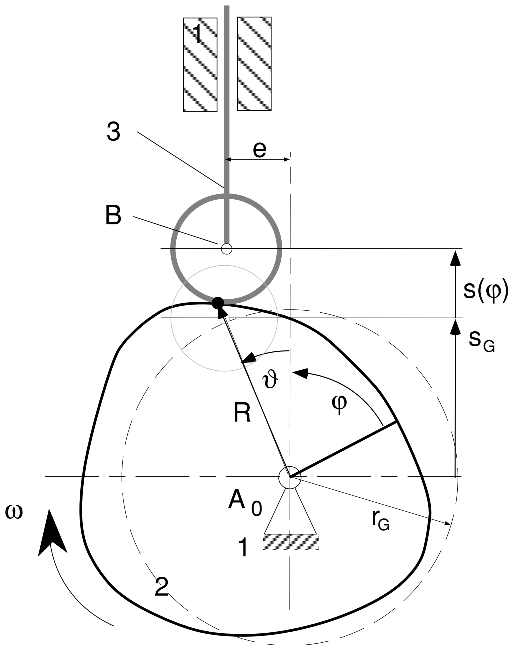
1. Wie groß ist der Übertragungswinkel μ bei diesem Getriebe?

2. Welche Bedeutung hat die Exzentrizität ?

3. Konstruiere für 24 Getriebestellungen das Kurvenscheibenprofil.



7.7.6 Analytische Lösung der Kurvenscheiben mit Rollenstößel



Geg.: Grundkreisradius r_G, Exzentrizität e,

Rollen-Radius r_f.

Bewegungsplan s(φ), siehe Abschnitt 7.7.3

Ges.: Radius R der Scheibe für alle Winkelstellungen φ

Lös.: (siehe Erdman&Sandor, Mechanism Design Vol I)

◊ R(φ) ist aktueller Radius des Kontaktpunktes für φ, Exzentrizitätswinkel ψ und Vorverlagerungswinkel ϑ(φ).

◊ Winkelzuwachs dφ liefert:

$$s_G = \sqrt{r_G^{\,2} - e^2}$$

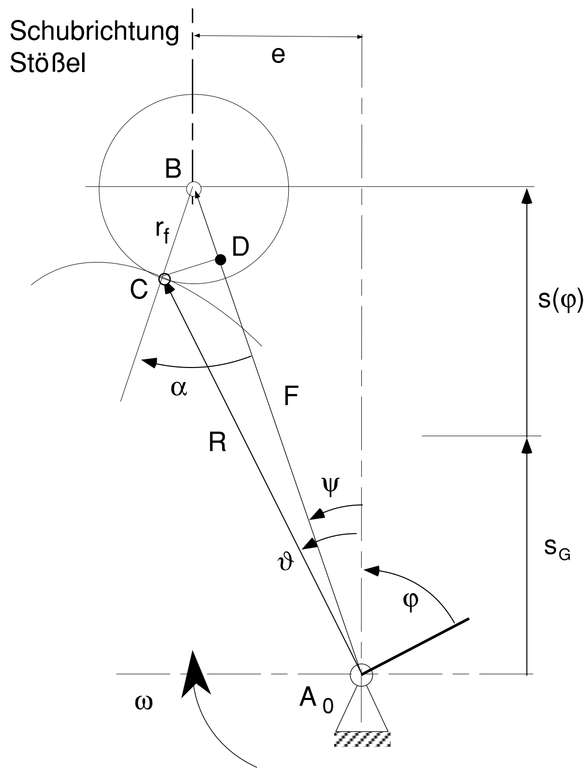
$$\tan\alpha = \left(\frac{ds}{d\varphi} \; \frac{s_G + s}{e^2 + (s_G + s)^2 - e\dfrac{ds}{d\varphi}} \right)$$

$$\tan\psi = \frac{e}{s_G + s}, \quad F = \sqrt{(s_G + s)^2 + e^2}$$

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2},$$

$$R_x = \overline{A_0 D} = F - r_f \cos\alpha, \quad R_y = \overline{CD} = r_f \sin\alpha$$

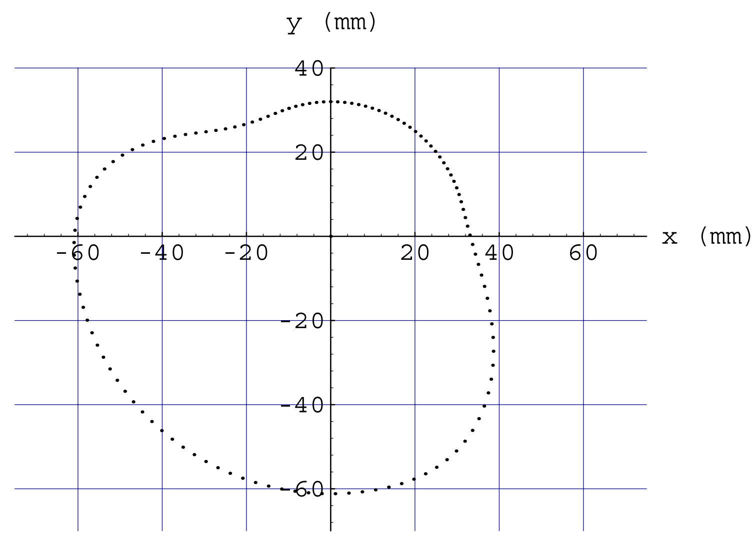
$$\vartheta = \psi + \arctan\frac{R_y}{R_x}$$



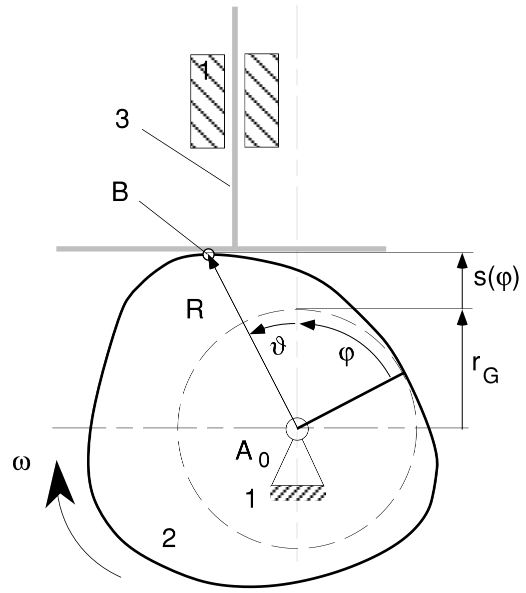
Übung 7.17:

Finde analytisch die Kurvenscheibe aus Übung 7.15, siehe internet

Ergebnis:



7.7.7 Analytische Lösung der Kurvenscheiben mit Tellerstößel



Geg.: Grundkreisradius r_G,

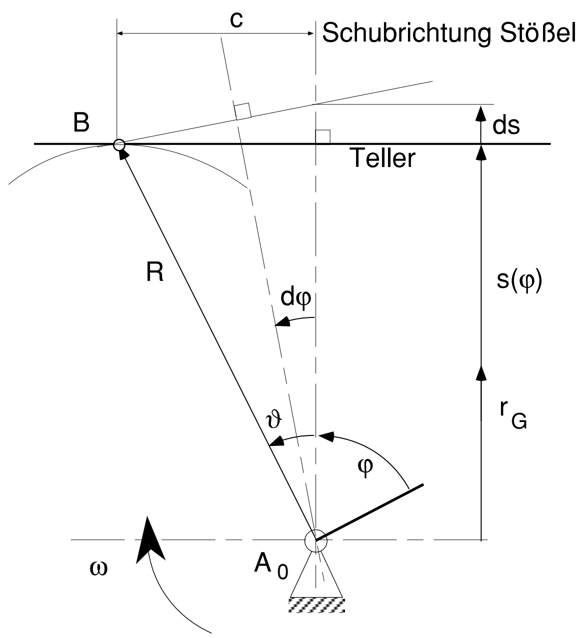
–> So groß wählen, damit die Relativgeschw. nicht zu groß wird.
Bewegungsplan s(φ), siehe Abschnitt 7.7.3

Ges.: Radius R der Scheibe für alle Winkelstellungen φ

Lös.:

◊ R(φ) ist aktueller Radius des Kontaktpunktes für φ und Vorverlagerungswinkel ϑ(φ).

◊ Winkelzuwachs dφ liefert:



$$c = \frac{ds}{d\varphi}$$

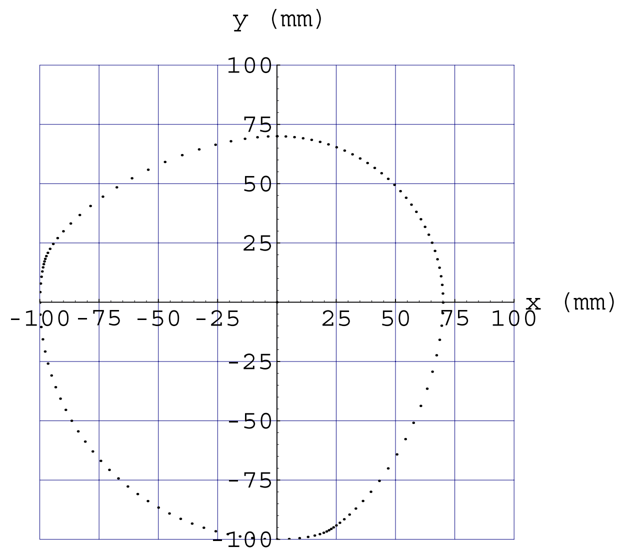
$$\tan\vartheta = \frac{c}{r_G + s} = \frac{1}{r_G + s}\frac{ds}{d\varphi}$$

$$R = \frac{r_G + s}{\cos\vartheta}$$

Übung 7.18:

Finde analytisch die Kurvenscheibe aus Übung 7.16, siehe internet

Ergebnis:



Aufgaben zu Kapitel 7

7.1 **Drei endlich benachbarte Lagen einer Ebene**, die durch eine Kurbelschwinge realisiert werden sollen.

Geg.: Zur Durchführung eines Arbeitsganges sind bei einer Verpackungsmaschine die skizzierten drei Lagen mit den Punkten BC einer Koppelebene erforderlich.

Diese Lagen sind durch eine Kurbelschwinge A_0ABB_0 mit Koppelpunkt C zu realisieren, wobei A_0 die Koordinaten (44 mm / 0) hat.

Ges. B_0 aus Mittelsenkrechte und A_1 aus Relativlagenzuordnung

Zeichne das Getriebe **im Maßstab M_S = 2 mm / 1 mm** in Stellung 1; prüfe die weiteren Lagen.

Lösung:

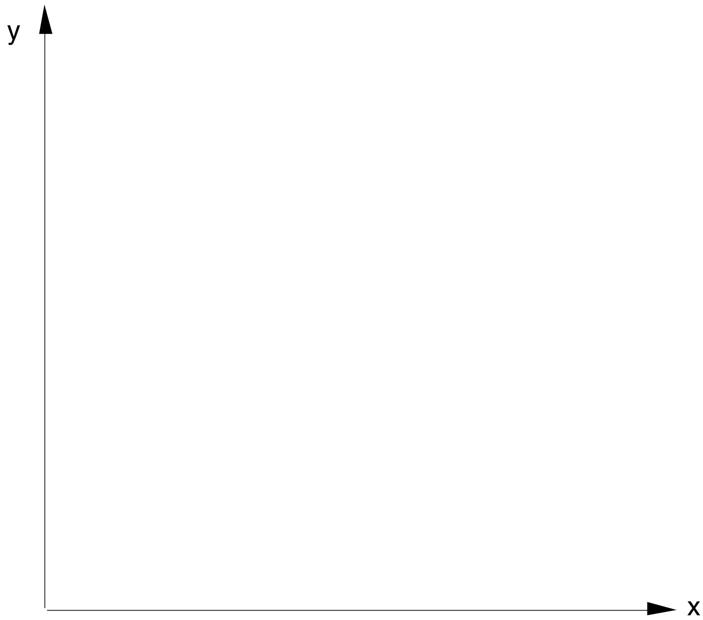
Vorgaben:	B_1C_1	B_2C_2	B_3C_3	A_0	
Daten:	(4/30 I 37/18)	(22/20 I 51 / 0)	(25/16 I 60 / 20)	(44 / 0)	[mm in x und y]

1. Wertigkeitsbilanz:

   Wertigkeiten:

   Gewähltes Getriebe und Zahl p:

   Freie Vorgaben:



2. Mittelpunkt B_0 ,
3. Punkt A_1 der Kurbel A_0A ,
4. Getriebe vervollständigen und Stellungen 2 und 3 prüfen
5. Umlauffähigkeit nach Grashof?

Lösung: B_0 = (-1 / -1), A_1 = (28 / 0), 7.6 Für eine Transportmaschine, die aus einem Gelenkviereck A_0 A und B_0 B besteht, soll ein Zweischlag angehängt werden, dessen daran befestigte Ebene Q in den drei Ebenen Q_1, Q_2, und Q_3 mit den drei Ebenen P_1, P_2 und P_3 der Koppel drei zugeordnete Relativlagen bilden. Suche das fehlende Glied XY des Zweischlags XYC_0. Prüfe die Lage 3.

Gegeben sind das Gelenkviereck mit Koppelpunkt X in drei Lagen und die drei Lagen von Q.

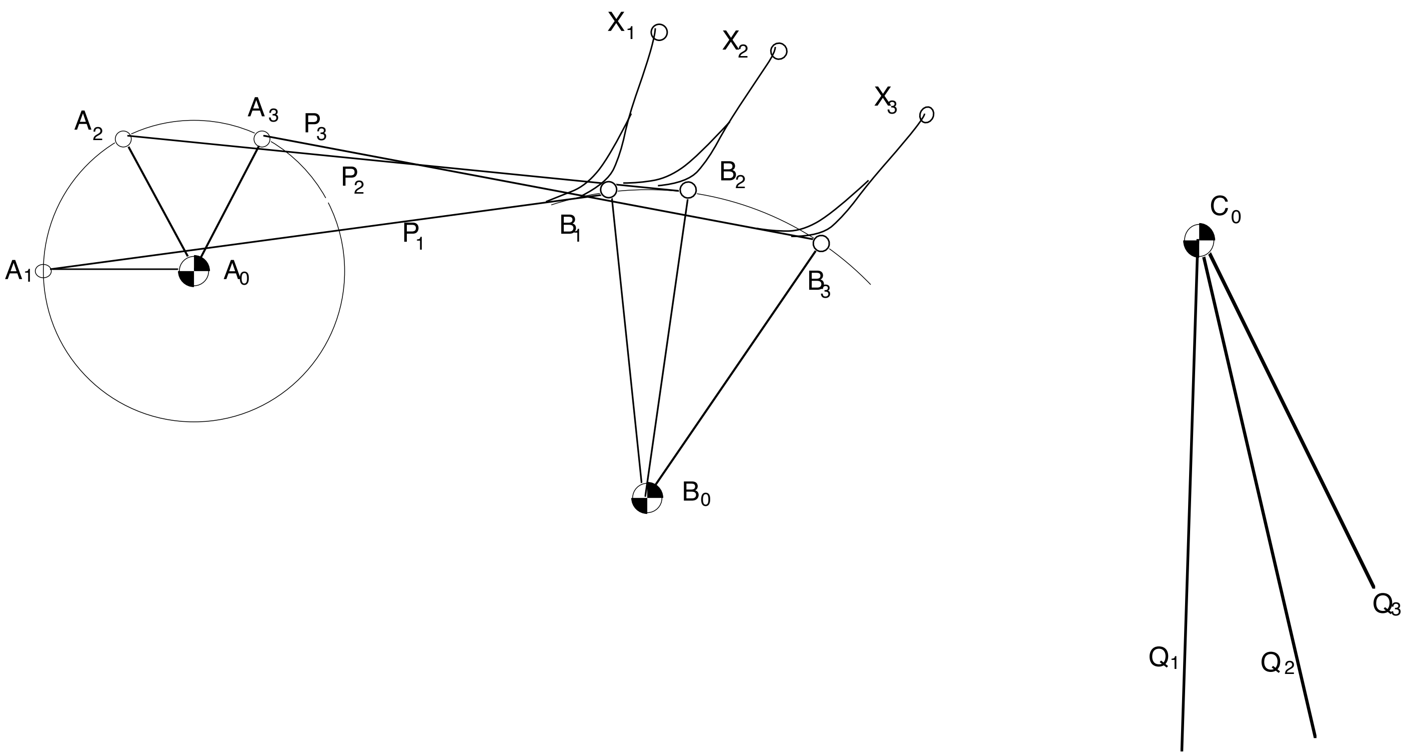
Wertigkeitsbilanz:

Vorgaben:

Wertigkeiten:

Gewähltes Getriebe und Zahl p:

Freie Vorgaben:



Lösung: X_1Y_1 = 36mm, C_0Y_1 = 45mm

7.7 Gegeben sind zwei Winkelverhältnisse eines Gelenkvierecks, die Gestellpunkte A_0 und B_0 sowie die Länge der Schwinge $B_0B = b$.

Gesucht:

1. Bestimme die Wertigkeit der Vorgaben
2. Bestimme die restlichen Abmessungen des Getriebes
3. Zeichne Stellung 1 und Stellung 3
4. Ist das Getriebe umlauffähig?

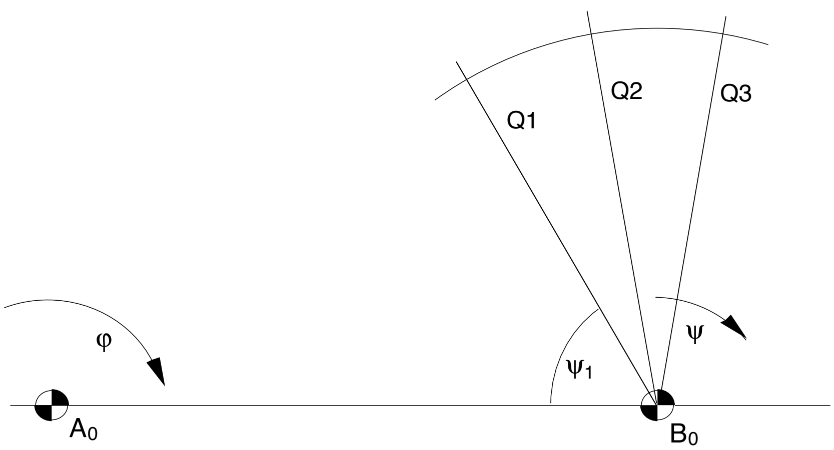
Wertigkeitsbilanz:

Vorgaben:	A_0B_0	b	φ_{12} / ψ_{12}	φ_{13} / ψ_{13}	ψ_1
Daten:	(0/0 I 0/8)	5 cm	20°/20°	60°/40°	60°

Wertigkeiten:

Gewähltes Getriebe und Zahl p:

Freie Vorgaben:



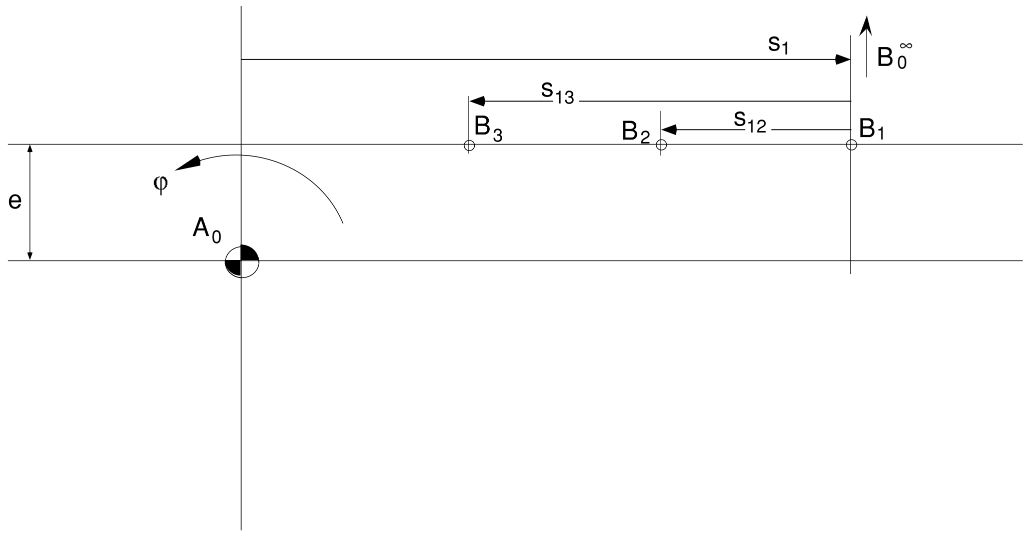
Lösung: A_1 = (1 / 48) mm, nicht umlauffähig.

7.8 Entwickle ein exzentrisches Schubkurbelgetriebe, das die drei Zuordnungen der Drehwinkel und Verschiebungen erfüllt.
Dabei sind anstelle der Lage der Kurbel (r und φ_1) der Schub s_1 (gemessen von A_0) sowie die Exzentrizität e gegeben.

Gegeben :	A_0	s_1	e	φ_{12}/s_{12}	φ_{13}/s_{13}	Schubrichtung
Zahlenwerte:	0/0	80 mm	15 mm	60°/25mm	120°/50 mm	horizontal

Wertigkeit: w =

Schubkurbel mit Exzentrizität gesucht: p =



Lösung: A_1 = (26.5, 11.5) mm

7.9 Entwickle eine Kurbelschwinge mit dem Totlagenwinkel φ_0 = 180°.

Prüfe die innere und äußere Totlage sowie den Übertragungswinkel.

Gegeben :	A_0	B_0	φ_0	ψ_0	Mittelpunktkurve	
Zahlenwerte:	0l0 mm	100l0 mm	180°	60°	verwenden	
Wertigkeit:						w =
Kurbelschwinge						p =

Freie Vorgaben: eine --> wähle Kurbelwinkel β = 40° : w = 1

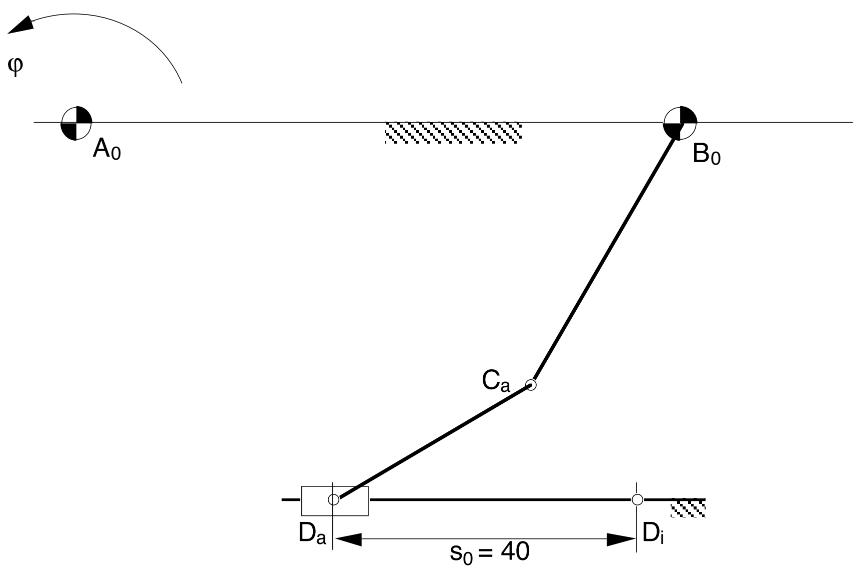
Lösung: a = 37 mm, c = 76 mm, b = 74 mm, μ_{min} = 50°

7.10 Entwickle ein Viergelenkgetriebe mit angehängter Schubkurbel mit Hilfe der Totlagenkonstruktion nach Alt.

Gegeben: Ein Gleitstein soll einen Weg von s_0 = 40 mm durchlaufen und durch die Schwinge eines Viergelenkgetriebes und ein Übertragungsglied angetrieben werden.

Bekannt sind die Totlagen des Gleitsteins D_a und D_i, die Gestellpunkte A_0 und B_0, der Zweischlag D_a, C_a B_0. Weiter soll $\varphi_0 < 180°$ und $\mu_{min} = 30°$ betragen.

Verwende Tafel 7.1 für φ_0 und β.

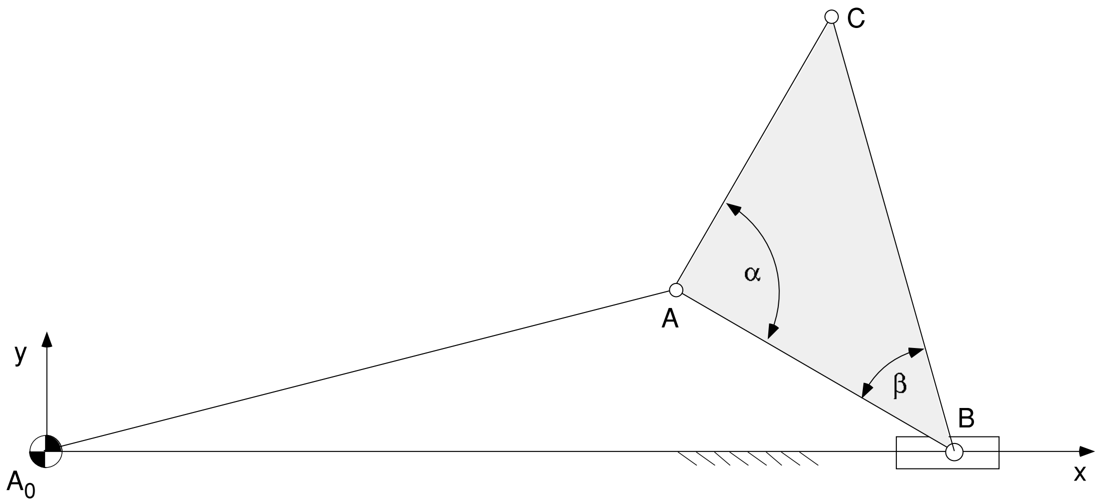


Lösung: $\psi_0 = 60°$, $\varphi_0 = 164°$, $\beta = 40°$, a = 26 mm, c = 56 mm, b = 55 mm

7.11 Alternative Lösung einer Schubkurbel zur Erzeugung einer Koppelkurve.

Für das im Bild dargestellte Getriebe soll nach dem Satz von ROBERTS eine alternative Schubkurbel gefunden werden.

Prüfe die Umlauffähigkeit.



Lösung: nur eine weitere Lösung A_0ED mit Koppelpunkt C; D = (0 / 120) mm

7.12 Konstruktion einer Kurvenscheibe mit Stößel

Für eine lineare Werkzeugbewegung soll ein Kurvenscheibengetriebe mit Stößel entwickelt werden. Der An- und Abstieg, sowie die Raststellungen sind in Bild 1 festgehalten. Die Scheibe soll mit konstanter Drehzahl angetrieben werden.

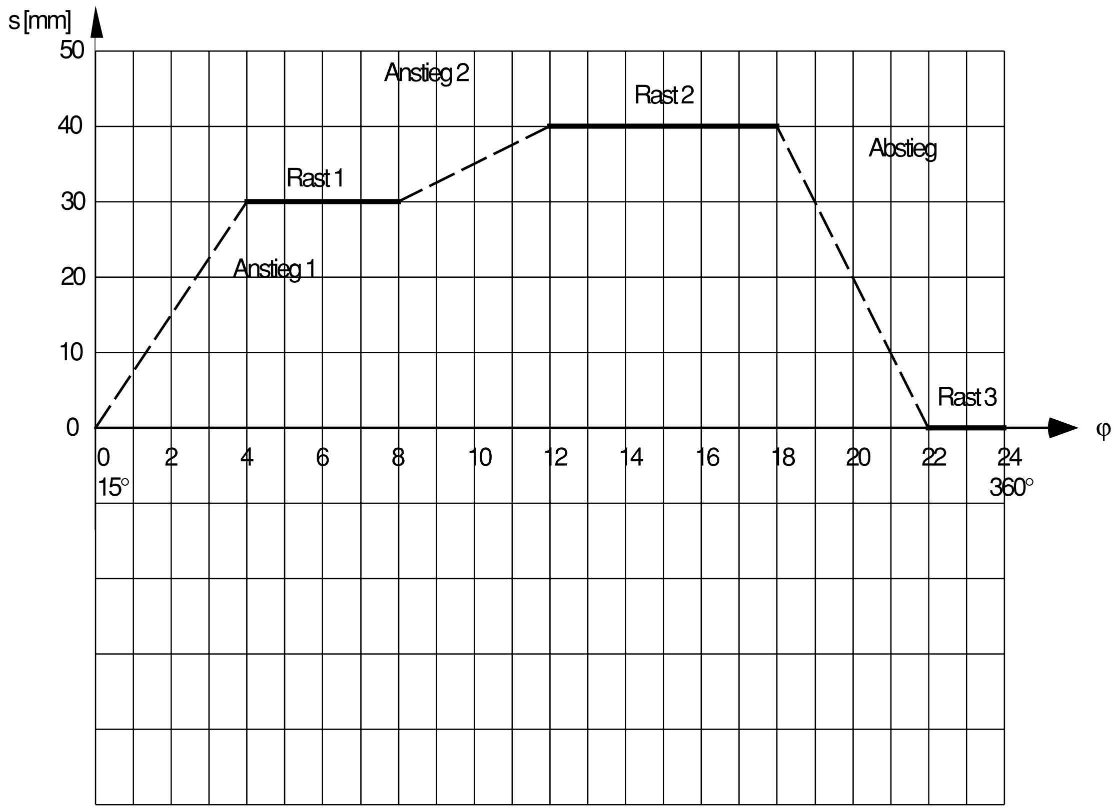


Bild 1: Bewegungsdiagramm

Ges.:

1. Bestimme die Winkelgeschwindigkeit und die Drehzahl des Motors für eine Umlaufzeit **T = 12 s**.
2. Berechne und zeichne das Bewegungsdiagramm $s(\varphi)$ und $s'(\varphi)$, für φ von 0 bis 360 ° in Schritten

   von 15° , wenn An- und Abstieg durch eine Sinoide nach Bestehorn (Tab. 7.3) erzeugt werden soll.
   Maßstäbe: M_s = 1 mm / 1 mm; M_φ = 10 mm / 30 °; $\mathbf{M_V = M_S / |\omega|}$

   Beachte die Skalierung der Funktionen in Tab. 7.3: $s(\varphi) = s_{A0} + f(z)\, s_A$; $\varphi = \varphi_{A0} + z\, \varphi_A$; $s' = \partial s / \partial\varphi$
3. Zeichne den Hodografen $s(s')$; **Ursprung 0 bei 11/ 10** von links/oben.
4. Konstruiere die Kurvenscheibe (F-Getriebe) für eine Abtastrolle mit r = 5 mm und einem Übertragungswinkel (An- und Abstieg) $\boldsymbol{\mu = 50°}$ im Punkt der maximalen Geschwindigkeiten.
5. Gebe Grundkreisradius r_G und Exzentrizität e an.

Lösung: r_G = 62 mm, e = 7 mm