

# OPTIMALE ABMESSUNGEN DER EINEN GLEITHEBEL BEWEGENDEN NOCKENSCHLEIBE

Von

J. HERING

Lehrstuhl für Technische Mechanik, Fakultät für Maschineningenieurwesen, Technische  
Universität Budapest

(Eingegangen am 8. März 1972)

Vorgelegt von Prof. Dr. Gy. BÉDA

Das gegebene Bewegungsgesetz eines Hebels kann mit unendlich vielen Nockenscheiben verschiedener Abmessungen realisiert werden. Je kleiner die Abmessungen der Nockenscheibe sind, die die vorgeschriebene Bewegung ermöglicht, umso größer wird der Winkel — der sogenannte Pressungswinkel — zwischen der Normalen des Nockenprofils und der Bewegungsrichtung des Hebels und gleichzeitig nimmt auch die Stützkraft, die das Nockenprofil belastet, zu. Durch übermäßige Verminderung der Nockenabmessungen kann der Pressungswinkel derart zunehmen, daß das Kurvengetriebe bewegungsunfähig, selbstsperrend wird.

Ein verbreitetes Verfahren zur Wahl der Nockenabmessungen ist, in Kenntnis des von der konstruktiven Gestaltung des Hebels abhängigen einer Selbstsperrung verursachenden Pressungswinkels mit der erforderlichen Sicherheit den zulässigen maximalen Pressungswinkel auszuwählen. In Kenntnis dieses maximal zulässigen Pressungswinkels und des gegebenen Bewegungsgesetzes des Hebels können die Nockenabmessungen bestimmt werden, bei denen dieser Höchstwert sicher nicht überschritten wird.

Beim nachfolgend dargelegten Verfahren liegt der Bestimmung der Nockenabmessungen der Verlauf der Reibungsverluste zugrunde, wobei deren Mindestwert angestrebt wird. Mit der Verminderung der Nockenabmessungen verringert sich nämlich auch die Profillänge, d. h. der Reibungsweg, und gleichzeitig nehmen die auf den Nocken wirkende Stützkraft und Reibungskraft zu. In der Arbeit werden die Nockenabmessungen bestimmt, die sichern, daß einerseits die maximalen Gleitgeschwindigkeiten in den beiden zu der alternierenden Bewegung des Hebels gehörigen Profilabschnitten gleich seien, andererseits, daß der Wirkungsgrad des Kurvengetriebes in der Nähe des möglichen Höchstwertes liege.

### 1. Die Darstellung der Geschwindigkeiten

Die Geschwindigkeit des Punktes B von Hebel 2 kann mit der Geschwindigkeit des zum Nocken 1 gehörenden Deckpunktes  $B_1$  ausgedrückt werden (Abb. 1):

$$\vec{v}_B = \vec{v}_{B_1} + \vec{v}_{BB_1}. \quad (1.1)$$

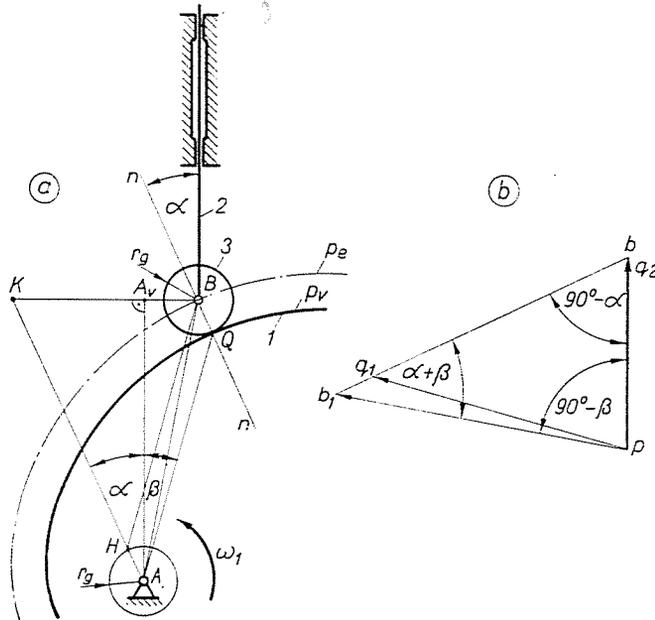


Abb. 1

Nach der Darstellung des Geschwindigkeitsplanes  $pbb_1$  tragen wir den  $BKA\Delta \sim pbb_1\Delta$  auf. Die Orthogonalprojektion des Punktes  $A$  auf die Gerade  $\overline{BK}$  sei:  $A_v$ . Da die Gerade  $\overline{AK}$  parallel zur Normalen  $n-n$  ist, ergibt sich der Pressungswinkel zu:

$$\alpha = \angle KAA_v. \quad (1.2)$$

Weiterhin gelten

$$\beta = \angle A_vAB. \quad (1.3)$$

und wegen  $BKA\Delta \sim pbb_1\Delta$ :

$$\overline{BK} = \overline{AB} \frac{v_B}{v_{B_1}} \quad \text{und} \quad \overline{AK} = \overline{AB} \frac{v_{BB_1}}{v_{B_1}}. \quad (1.4)$$

Unter Berücksichtigung, daß zu einer gegebenen Nockenverdrehung  $\varphi$  eine Hebelverschiebung  $s$  gehört, kann angeschrieben werden:

$$\dot{s} = \frac{ds}{d\varphi} = \frac{ds}{dt} \frac{dt}{d\varphi} = \frac{v_B}{\omega_1}. \quad (1.5)$$

Die Bezeichnungen  $u = \overline{AK}$ ,  $r = \overline{AB}$  eingeführt und mit

$$v_{B_1} = r\omega_1 \quad (1.6)$$

sind nach (1.4):

$$\overline{BK} = \dot{s} = \frac{v_B}{\omega_1} \quad (1.7)$$

$$\overline{AK} = u = \frac{v_{BB_1}}{\omega_1} \quad (1.8)$$

$$\overline{AB} = r = \frac{v_{B_1}}{\omega_1}, \quad (1.9)$$

d. h. die Multiplikation der Längen  $\overline{BK}$ ,  $\overline{AK}$  und  $\overline{AB}$  mit der Winkelgeschwindigkeit  $\omega_1$  des Nockens ergibt die Geschwindigkeiten  $v_B$ ,  $v_{BB_1}$  bzw.  $v_{B_1}$ . Die Länge  $\overline{AK} = u$  ist also proportional der »Gleitgeschwindigkeit« des Punktes  $B$  auf dem theoretischen Profil  $p_e$ .

Bestimmen wir noch die Geschwindigkeit des Nockenpunktes  $Q_1$  und des diesen Punkt deckenden Hebelpunktes  $Q_2$  am Berührungspunkt  $Q$  der Rolle 3 und des Nockens 1. Nach

$$\bar{v}_{Q_2} = \bar{v}_B = \bar{v}_{Q_1} + \bar{v}_{Q_2Q_1} \quad (1.10)$$

kann der Punkt  $q_1$  im Geschwindigkeitsplan  $lb$  aufgetragen werden. Nach Darstellung von  $BKH\Delta \sim pq_2q_1\Delta$  erhält man die Längen  $\overline{AH}$  und  $\overline{HK}$ :

$$\overline{AH} = r \frac{v_{B_1Q_1}}{v_{B_1}} = r \frac{r_g\omega_1}{r\omega_1} = r_g \quad (1.11)$$

$$\overline{HK} = \dot{s} \frac{v_{Q_2Q_1}}{v_B} = \frac{v_B}{\omega_1} \frac{v_{Q_2Q_1}}{v_B} = \frac{v_{Q_2Q_1}}{\omega_1}. \quad (1.12)$$

Mit der Bezeichnung

$$u_v = \overline{HK} \quad (1.13)$$

schreibt man

$$u_v = u - r_g = \frac{v_{Q_2Q_1}}{\omega_1}. \quad (1.14)$$



Rolle proportionale Länge  $u_v$  eine Differenz gleich dem Halbmesser  $r_g$  der Rolle aufweisen, kann ausgesagt werden, daß beide Werte ihre Extremalwerte in derselben Hebellage erreichen.

Die zu einem gegebenen Drehpunkt  $A$  gehörigen maximalen und minimalen »Gleitgeschwindigkeiten« werden durch die um den Punkt  $A$  gezeichneten und das Diagramm  $\dot{s} = f(s)$  berührenden Halbmesser der Kreise bestimmt. Berührt der größere Berührungskreis den sowohl zu den positiven wie zu den negativen  $\dot{s}$ -Werten gehörigen Diagrammabschnitt, dann gehört derselbe maximale Gleitwert zum steigenden und sinkenden Betriebsabschnitt des Hebels (Abb. 2):

$$\begin{aligned} u_{\max} &= \overline{AK}_e = \overline{AK}_s \\ u_{v\max} &= \overline{H}_e\overline{K}_e = \overline{H}_s\overline{K}_s. \end{aligned} \quad (2.2)$$

Stellt man die Mittelpunkte der das Diagramm  $\dot{s} = f(s)$  in zwei Punkten berührenden Kreise dar, wird die Kurve  $a_1$  erhalten.

Nach (1.16) ist der Ungleichförmigkeitsgrad der Winkelgeschwindigkeit der Rolle:

$$\delta = \frac{\omega_{3\max} - \omega_{3\min}}{\omega_{3k}} = \frac{u_{v\max} - u_{v\min}}{u_{vk}}, \quad (2.3)$$

wo der Mittelwert  $u_{vk}$  näherungsweise

$$u_{vk} = \frac{u_{v\max} + u_{v\min}}{2} \quad (2.4)$$

ist, so daß

$$\delta = \frac{2(u_{v\max} - u_{v\min})}{u_{v\max} + u_{v\min}} \quad (2.5)$$

gilt.

Nach Abb. 2 ist es offenbar, daß bei gegebenem Grundkreishalbmesser

$$r_0 = \overline{AB}_0 \approx u_{v\min} + r_g = u_{\min} \quad (2.6)$$

der Ungleichförmigkeitsgrad  $\delta$  der Winkelgeschwindigkeit der Rolle bei Befriedigung der Bedingung (2.2) der kleinste sein wird, da bei der Wahl des außerhalb der Kurve  $a_1$  liegenden Drehpunktes  $A'$  einer der Höchstwerte zwar kleiner sein wird, der andere aber zunimmt, so daß:

$$\delta' > \delta. \quad (2.7)$$

Bei dem Mindestwert des Ungleichförmigkeitsgrades ist die Winkelgeschwindigkeitsschwankung der Rolle minimal, d. h. bei gegebenem Grundkreishalb-

messer  $r_0$  ist in diesem Fall die kleinste maximale Winkelbeschleunigung zu erwarten. Eine womöglich gleichmäßige Winkelgeschwindigkeit der Rolle ist deshalb von Bedeutung, weil das Moment der auf die Rolle wirkenden Massenkräfte bei großen Winkelbeschleunigungen  $\varepsilon_3$  die Rutschung der Rolle und dadurch die Zunahme des Profilverschleißes verursachen kann.

Wird also im Sinne des Gesagten der Drehpunkt des Nockens auf der in Abb. 2 aufgetragenen Kurve  $a_1$  aufgenommen, dann

- gehören zu beiden Bewegungsrichtungen des Hebels dieselbe maximale »Gleitgeschwindigkeit«  $v_{Q,Q_1}$  bzw. Rollenwinkelgeschwindigkeit  $\omega_3$ ;
- auch die minimalen »Gleitgeschwindigkeiten« (Rollenwinkelgeschwindigkeiten) sind in den beiden Betriebsabschnitten gleich (oder nahezu gleich);
- der Ungleichförmigkeitsgrad der Rollenwinkelgeschwindigkeit ist bei der Nockenscheibe mit gegebenem Grundkreishalbmesser  $r_0$  minimal, also ist auch die Rutschgefahr zwischen Rolle und Nockenprofil minimal. In diesem Fall läßt sich auch schlupffreie Rollbewegung der Rolle auf dem Profil mit dem kleinsten Bettungsdruck (Federdruck) verwirklichen und damit werden auch die Reibungsverluste des Hebels minimal sein.

### 3. Bestimmung der den maximalen Wirkungsgrad gewährleistenden Nockenabmessungen

Im weiteren werden die zu einer gegebenen Lage des Hebels gehörenden Werte des Wirkungsgrades  $\eta$  bzw. des Verlustfaktors  $\nu = (1 - \eta)$  bestimmt, und es wird untersucht, unter welchen Bedingungen dieser momentane Wirkungsgrad maximal ist. Wird der maximale Wirkungsgrad in der dem

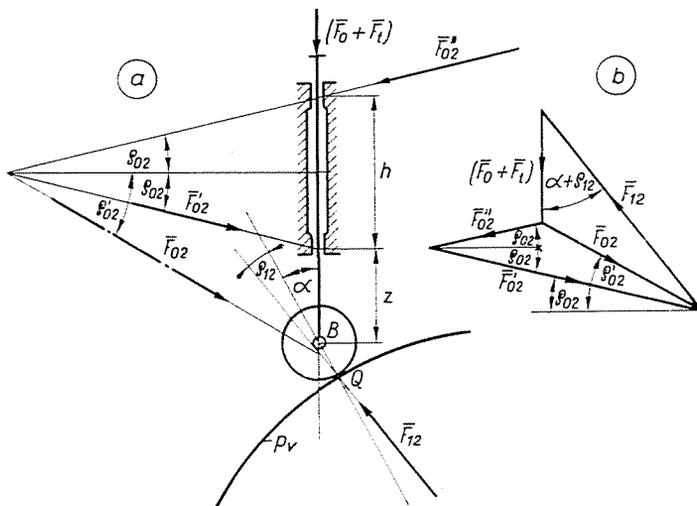


Abb. 3

größten Reibungsverlust entsprechenden Hebellage sichergestellt, dann ist zu erwarten, daß der gesamte Energieverlust im Betrieb in der Nähe des Mindestwertes liegen wird.

In Abb. 3a sind die auf dem Hebel wirkenden Kräfte aufgezeichnet. Der Resultierenden ( $F_0 + F_l$ ) der auf dem Hebel wirkenden Außenkraft  $F_0$  und der Trägheitskraft  $F_l$  halten die vom Nockenprofil übertragene Kraft  $F_{12}$ , ferner die in der Führung entstehenden Stützkkräfte  $F'_{02}$  bzw.  $F''_{02}$  das Gleichgewicht (Abb. 3b). Der Winkel  $\varrho_{02}$  in der Abbildung ist dem Reibungsfaktor  $\mu_{02}$  zwischen Führung und Hebel praktisch gleich:

$$\varrho_{02} = \arctg \mu_{02} \approx \mu_{02} \quad (3.1)$$

Der Winkel  $\varrho_{12}$  kann mit dem Zapfenreibungsfaktor  $\mu_{23}$  zwischen dem Rollenzapfen und dem Hebel und mit den Halbmessern  $r_g$  der Rolle und  $r_B$  des Rollenzapfens bestimmt werden. Da die Wirkungslinie der Kraft  $F_{12}$  den Zapfenreibungskreis mit dem Halbmesser  $r_{0B}$  berührt und  $\varrho_{12}$  gering ist, kann geschrieben werden:

$$\varrho_{12} \approx \sin \varrho_{12} = \frac{r_{0B}}{r_g} = \mu_{23} \frac{r_B}{r_g} = \mu_{12}, \quad (3.2)$$

wo  $\mu_{12}$  als der reduzierte Reibungsfaktor zwischen dem Nocken und dem Hebel betrachtet werden kann.

Führen wir den die Richtung der Resultierenden

$$\bar{F}_{02} = \bar{F}'_{02} + \bar{F}''_{02} \quad (3.3)$$

angebenden, mit dem Winkel  $\varrho'_{02}$  gekennzeichneten, reduzierten Reibungsfaktor

$$\mu'_{02} = \operatorname{tg} \varrho'_{02} \quad (3.4)$$

ein. Nach Abb. 3b läßt sich anschreiben:

$$\operatorname{tg} \varrho'_{02} = \frac{F'_{02} + F''_{02}}{F'_{02} - F''_{02}} \operatorname{tg} \varrho_{02} \quad (3.5)$$

Aus den Gleichgewichtsgleichungen (Abb. 3a) unter Berücksichtigung, daß der Wert  $r_{0B}$  klein ist, erhält man:

$$F'_{02} = F_{12} \left( 1 + \frac{z}{h} \right) \frac{\sin(\alpha + \varrho_{12})}{\cos \varrho_{02}} \quad (3.6)$$

$$F''_{02} = F_{12} \frac{z}{h} \frac{\sin(\alpha + \varrho_{12})}{\cos \varrho_{02}} \quad (3.7)$$

Diese Werte in (3.5) eingesetzt, ergeben den reduzierten Reibungsfaktor zwischen Führung und Hebel:

$$\mu'_{02} = \operatorname{tg} \varrho'_{02} = \left(1 + 2 \frac{z}{h}\right) \mu_{02}. \quad (3.8)$$

Aus (3.8) geht klar hervor, daß der reduzierte Reibungsfaktor  $\mu'_{02}$  immer größer als der reelle  $\mu_{02}$ , und dabei um so kleiner ist, je größer der Wert  $h$ , d. h.

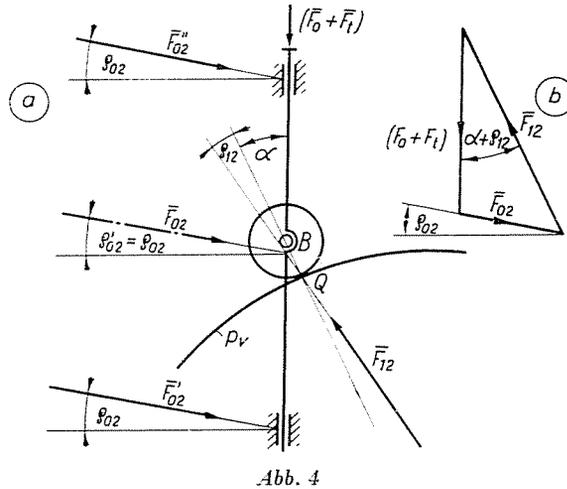


Abb. 4

je länger die Führung ist. Wird die Länge der Führung unendlich groß ( $h \rightarrow \infty$ ), d. h. werden an beiden Seiten der Rolle Führungen für den Hebel vorgesehen (Abb. 4), dann ist:

$$\mu'_{02} = \lim_{h \rightarrow \infty} \left(1 + 2 \frac{z}{h}\right) \mu_{02} = \mu_{02}, \quad (3.9)$$

d. h.

$$\varrho'_{02} = \varrho_{02}. \quad (3.10)$$

Kennt man die den Hebel belastenden Kraftwirkungen, können die Leistungsverluste nach dem folgenden festgestellt werden.

In Kenntnis des Zapfenreibungsmoments  $F_{12} \cdot r_{0B}$  und der Winkelgeschwindigkeit  $\omega_3$  der Rolle ist der Zapfenreibungsverlust:

$$P_g = F_{12} \cdot r_{0B} \omega_3. \quad (3.11)$$

Unter Berücksichtigung der Bedingungen (1.15) und (3.2) gilt:

$$P_g = F_{12} \cdot v_{Q_2 Q_1} \frac{r_{0B}}{r_g} = F_{12} \cdot \mu_{12} \cdot v_{Q_2 Q_1}. \quad (3.12)$$

Dies bedeutet, daß es für die Reibungsverluste — aber auch aus kinematischer Sicht — gleichgültig ist, ob die Rolle sich bei einem Zapfenreibungsfaktor  $\mu_{23}$  mit einer Winkelgeschwindigkeit  $\omega_3$  um den Punkt  $B$  dreht und dabei auf dem reellen Profil  $p_v$  rollt (siehe: Gleichung 3.11), oder am Hebel 2 starr befestigt ist und bei einem reduzierten Reibungsfaktor  $\mu_{12}$  mit einer relativen Geschwindigkeit  $v_{Q_2Q_1}$  auf dem Nockenprofil  $p_v$  rutscht.

Nach Abb. 1b läßt sich anschreiben:

$$v_{Q_2Q_1} = v_{BB_1} - v_{B_1Q_1} \quad (3.13)$$

nach (1.8) bzw. (1.5) mit:

$$v_{BB_1} = v_B \frac{\cos \beta}{\sin(\alpha + \beta)} = v_B \frac{u}{\dot{s}} = u\omega_1 \quad (3.14)$$

$$v_{B_1Q_1} = r_g \omega_1 = v_B \frac{r_g}{\dot{s}}. \quad (3.15)$$

Damit kann (3.12) wie folgt geschrieben werden:

$$P_g = F_{12} v_B \mu_{12} \left[ \frac{\cos \beta}{\sin(\alpha + \beta)} - \frac{r_g}{\dot{s}} \right] = F_{12} \mu_{12} (u - r_g) \omega_1. \quad (3.16)$$

Die in der Führung entstehenden Reibungsverluste sind:

$$P_v = (F'_{02} + F''_{02}) v_B \cdot \sin \varrho_{02} = F_{02} v_B \cdot \sin \varrho'_{02}. \quad (3.17)$$

Nach (3.6), (3.7) und (3.8) ist:

$$P_v = F_{12} v_B \mu_{02} \left( 1 + 2 \frac{z}{h} \right) \sin(\alpha + \varrho_{12}) = F_{12} \mu'_{02} \cdot \dot{s} \cdot \omega_1 \cdot \sin(\alpha + \varrho_{12}). \quad (3.18)$$

Die Größe der Kraft  $F_{12}$  kann nach Abb. 3b und den Gleichungen (3.6) und (3.7) bestimmt werden:

$$F_{12} = \frac{F_0 + F_t}{\cos(\alpha + \varrho_{12}) - \mu_{02} \left( 1 + 2 \frac{z}{h} \right) \sin(\alpha + \varrho_{12})}. \quad (3.19)$$

Der zu einer Hebellage gehörende Gesamtverlust ist unter Berücksichtigung von (3.12), (3.18) und (3.19) also:

$$P_g + P_v = (F_0 + F_t) \frac{\mu_{12}(u - r_g) + \mu_{02} \left( 1 + 2 \frac{z}{h} \right) \dot{s} \cdot \sin(\alpha + \varrho_{12})}{\cos(\alpha + \varrho_{12}) - \mu_{02} \left( 1 + 2 \frac{z}{h} \right) \sin(\alpha + \varrho_{12})} \omega_1. \quad (3.20)$$

Wird der Höchstwert des Ausdrucks (3.20) gesucht, kann folgendes festgestellt werden:

— Da die Änderung der äußeren Belastung  $F_0$  (z. B. die Federkraft) in Abhängigkeit von der Verschiebung  $s$  im allgemeinen viel kleiner ist als die Änderung der der Beschleunigung  $a_B$  des Hebels proportionalen Trägheitskraft  $F_t$ , fällt die dem Höchstwert der Resultierenden ( $F_0 + F_t$ ) entsprechende Hebellage mit der dem Höchstwert der Beschleunigung  $a_B$  entsprechenden Hebellage  $B_m$  zusammen (oder liegt dieser sehr nahe). Die der maximalen Beschleunigung  $a_B$  entsprechende Lage  $B_m$  kann in Kenntnis der Verschiebungsfunktion  $s = s(\varphi)$  genau bestimmt werden und liegt im allgemeinen zwischen der dem maximalen Wert  $\dot{s}_{\max}$  entsprechenden Hebellage und der unteren Totpunktlage  $B_0$  in der Mitte (Abb. 5);

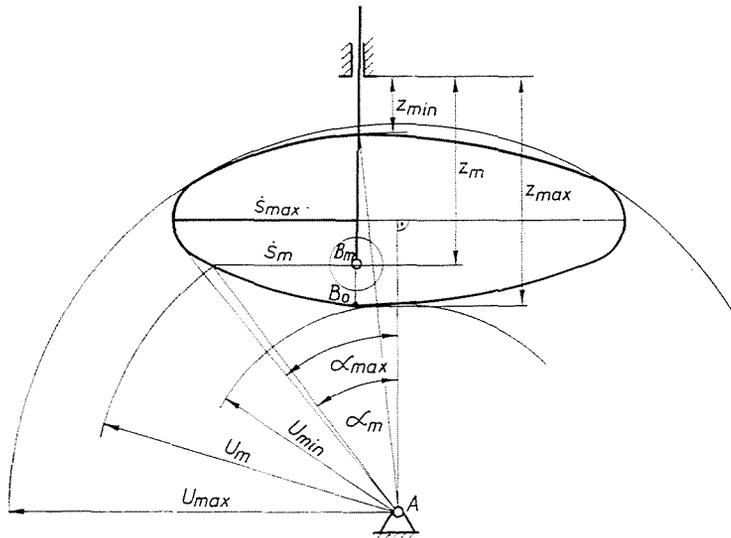


Abb. 5

— da der Zähler des Ausdrucks (3.20) mit Zunahme der Werte  $u$ ,  $z$ ,  $\dot{s}$  und  $\alpha$  eindeutig zunimmt, während der Nenner abnimmt, kann festgestellt werden, daß der Wert des Bruches bei der vorliegenden Lage  $B_m$  den Höchstwert sehr annähert, da ja die obigen Werte — nach Abb. 5 — bei dieser Lage sehr nahe ihren Höchstwerten liegen;

— da die Zunahme welcher immer der Veränderlichen ( $F_0 + F_t$ ),  $u$ ,  $z$ ,  $\dot{s}$  und  $\alpha$  im den Verlust bestimmenden Ausdruck (3.20) die Zunahme der Reibungsverluste herbeiführt und da diese Veränderlichen nicht alle bei der oben bestimmten Hebellage maximal sind, darf festgestellt werden, daß dem Höchstwerte nahe liegende Reibungsverluste in der durch Punkt  $B_m$  bestimmten Lage zu erwarten sind, wo alle Veränderlichen den Höchstwerten nahe liegen;

— um die Energieverluste zu vermindern, d. h. um den Wirkungsgrad des Kurvengetriebes zu erhöhen, ist es also begründet, anzustreben bei dieser Lage  $B_m$  mit dem größten Leistungsverlust den maximalen Wirkungsgrad zu erreichen.

Zur Bestimmung des Wirkungsgrades  $\eta$  bzw. des Verlustfaktors  $\nu = (1 - \eta)$  ist noch die Kenntnis der eingetragenen Gesamtleistung notwendig:

$$P_{\dot{\sigma}} = F_{12} v_B \cdot \cos(\alpha + \varrho_{12}). \quad (3.21)$$

Nach (3.16), (3.18) und (3.21) ist der Verlustfaktor:

$$\nu = 1 - \eta = \frac{P_g + P_v}{P_{\dot{\sigma}}} \quad (3.22)$$

$$\nu = \mu_{12} \frac{\cos \beta}{\sin(\alpha + \beta) \cos(\alpha + \varrho_{12})} - \mu_{12} \frac{r_g}{s} \frac{1}{\cos(\alpha + \varrho_{12})} + \mu'_{02} \operatorname{tg}(\alpha + \varrho_{12}). \quad (3.23)$$

Um den Kleinstwert des Verlustfaktors  $\nu$  zu ermitteln, werden die folgenden Bezeichnungen eingeführt:

$$\alpha' = \alpha + \varrho_{12} \quad (3.24)$$

und

$$\beta' = \beta - \varrho_{12}.$$

Ferner ist in Hinsicht auf die niedrigen Werte von  $\varrho_{12}$  zu berücksichtigen, daß

$$\cos \beta = \cos(\beta' + \varrho_{12}) \approx \cos \beta'. \quad (3.25)$$

Also gilt:

$$\nu = \mu_{12} \frac{\cos \beta'}{\sin(\alpha' + \beta') \cos \alpha'} - \mu_{12} \frac{r_g}{s} \frac{1}{\cos \alpha'} + \mu'_{02} \operatorname{tg} \alpha'. \quad (3.26)$$

Bei gegebenem  $\beta'$  ist der Verlustfaktor minimal, wenn die Bedingung

$$\frac{\partial \nu}{\partial \alpha'} = 0 \quad (3.27)$$

erfüllt ist. Nach Derivierung erhält man:

$$\left(1 + \frac{\mu'_{02}}{\mu_{12}} - \frac{r_g}{s} \sin \alpha'\right) (\sin \beta' + \cos \beta' \operatorname{tg} \alpha')^2 = 1. \quad (3.28)$$

Der Ausdruck (3.28) wird — mit den Bezeichnungen in Abb. 6 — wie folgt umgewandelt:

$$\frac{r}{m} = \frac{\sqrt{\dot{s} \left( \dot{s} + \dot{s} \frac{\mu'_{02}}{\mu_{12}} - r_g \sin \alpha' \right)}}{\dot{s}} \quad (3.29)$$

Gemäß (3.29) kann der zu einem gegebenen Wert  $\alpha'$  gehörende optimale Drehpunkt  $A$  nach Abb. 7 aufgetragen werden. Nach der Abbildung läßt es sich

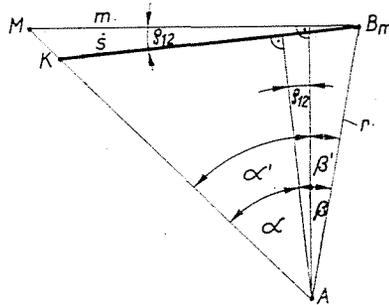


Abb. 6

leicht überprüfen, daß der Abstand  $\overline{B_m T}$  ein geometrischer Mittelwert zwischen dem auf die Gerade  $\overline{B_m M}$  aufgetragenen Abstand

$$\overline{B_m N} = \dot{s} + \dot{s} \frac{\mu'_{02}}{\mu_{12}} - r_g \sin \alpha' \quad (3.30)$$

und  $\dot{s}$  ist.

$$\frac{r}{m} = \frac{\overline{B_m T}}{\overline{B_m K'}} = \frac{\overline{B_m T'}}{\overline{B_m M}} \quad (3.31)$$

drückt also den Zusammenhang (3.29) aus, auf dessen Grundlage sich der Drehpunkt  $A$  einfach als der Schnittpunkt des mit Halbmesser  $\overline{B_m T'} = r$  um  $B_m$  gezeichneten Kreises und der Geraden  $\overline{MK}$  ergibt. Werden zu den verschiedenen  $\alpha'$ -Werten die Drehpunkte  $A$  konstruiert, erhält man die Kurve  $a_2$ , die die geometrische Lage der Drehpunkte der Nockenscheibe angibt, die bei einer gegebenen Hebellage  $B_m$  den optimalen Wirkungsgrad gewährleisten.

Wird also der Schnittpunkt  $A_0$  der Kurve  $a_1$  in Abb. 2 und der Kurve  $a_2$  in Abb. 7 als Drehpunkt des Nockens gewählt, erhält man ein Kurvengetriebe, bei dem — nach den vorigen Ausführungen — die Rutschgefahr der Rolle minimal ist, und der Gesamtwirkungsgrad des Nockens in der Nähe des höchstmöglichen Wertes liegt (Abb. 8).

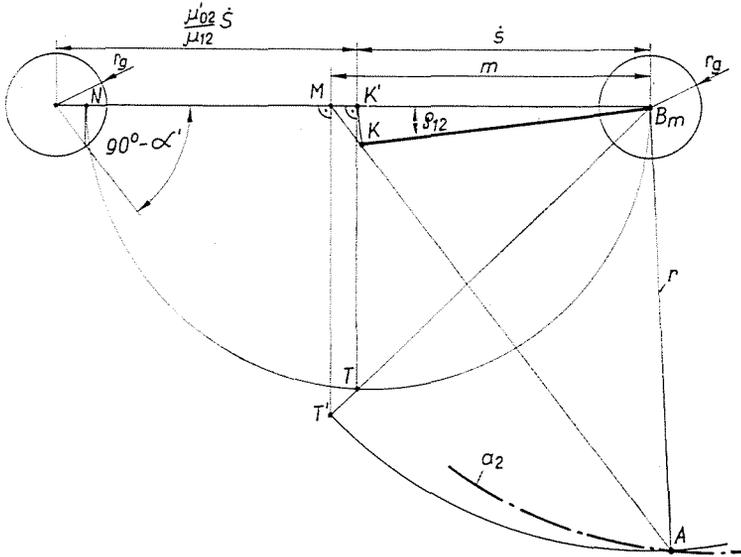


Abb. 7

In Kenntnis des so ermittelten Drehpunktes  $A_0$  kann jene Hebellage bestimmt werden, bei der der Leistungsverlust maximal ist und durch dessen Berücksichtigung das erhaltene Ergebnis korrigiert werden kann. Dieses Iterationsverfahren fortgesetzt, können die optimalen Nockenabmessungen mit beliebiger Genauigkeit bestimmt werden.

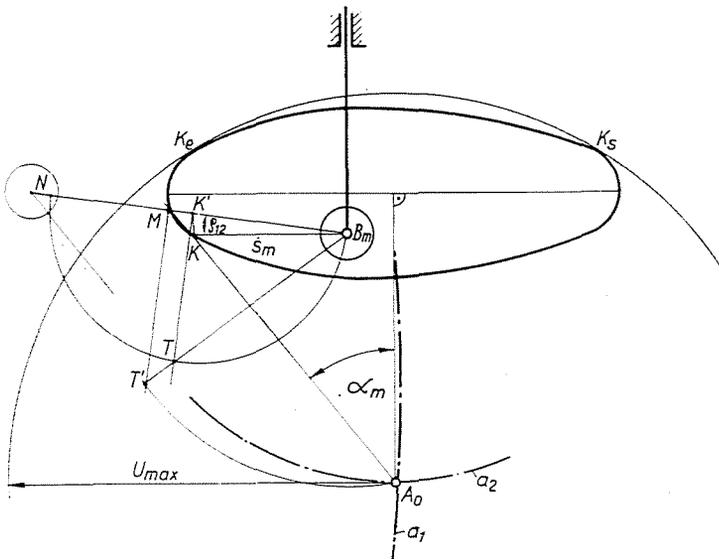


Abb. 8

## Zusammenfassung

Die Arbeit untersucht die Reibungsverluste der Kurvengetriebe mit Translationsbewegung ausführendem Rollenhebel. Es werden die geometrischen Lagen der möglichen Nockendrehpunkte ermittelt, die in den beiden — steigenden und sinkenden — Betriebsabschnitten die Gleichheit der durchschnittlichen Gleitgeschwindigkeiten (bzw. der durchschnittlichen Rollenwinkelgeschwindigkeiten) gewährleisten. Auf Grund der Untersuchung der Leistungsverluste bei Reibung wird eine Kurve bestimmt: werden die Nockendrehpunkte auf dieser Kurve angenommen, ergibt sich der maximale Wirkungsgrad in den Lagen mit den maximalen Leistungsverlusten. Wird der Drehpunkt des Nockens im Schnittpunkt der festgelegten Kurven aufgenommen, erhält man das optimale Kurvengetriebe mit dem besten Wirkungsgrad.

## Literatur

1. FLOCKE, K. A.: Zur Konstruktion von Kurvenscheiben bei Verarbeitungsmaschinen. VDI-Forschungsheft 345. Berlin, 1931.
2. JENSEN, P. W.: Zur Synthese und Analyse der dreigliedrigen Kurvengetriebe. VDI-Berichte 77, 1964.
3. ROTHBART, H. A.: Cams. New York, 1956.
4. SCHAUMJAN, G. A.: Automaten. Berlin, 1956.

Dr. József HERING, 1502. Budapest, Postfach 91. Ungarn.