

Zur Wahl des optimalen Getriebes für die Knicklenkung eines Geländefahrzeuges

Von Piotr Dudziński und Władysław Twaróg, Breslau*)

DK 631.372:629.1.014:513

Es werden die Prinzipien für die Beurteilung von getriebetechnischen Lösungen für die Knicklenkung von Geländefahrzeugen dargestellt. Die ausgewählten Mechanismen werden einleitend analysiert. Am Beispiel des am häufigsten angewendeten Lenksystems werden das Vorgehen bei der Auswahl der optimalen Geometrie und die Ergebnisse der Optimierungsberechnungen dargestellt.

1. Einleitung

In Fahrzeugen mit Knicklenkung ist das Lenksystem ein wichtiger Bestandteil, der nicht nur die Fahrsicherheit, sondern auch die geforderte Manövrierfähigkeit der Maschine gewährleisten muß. Die besonderen Eigenschaften der Fahrzeuge mit Knicklenkung im Vergleich mit konventionellen Fahrzeugen mit gelenkten Rädern und die schnelle Entwicklung dieser Bauart, insbesondere beim Einsatz in Maschinen für Erdarbeiten, sind die Ursache dafür, daß sie für Forscher und Hersteller von Maschinen mit Knicklenkung bei der Suche nach optimalen Lösungen von besonderem Interesse sind.

In einer früheren Arbeit [1] wurde eine Methode zur Wahl der Struktur der allgemein einsetzbaren Stangenmechanismen vorgeschlagen, die bei Vorgabe bestimmter Eigenschaften die Bestimmung aller möglichen Strukturen gestattete, **Bild 1**. In der Sammlung dieser Lösungen bekam man außer den schon bekannten Lösungen neue Lösungen, die als Patent angemeldet wurden [2]. In jener Arbeit [1] wurde auch eine formale Beschreibung der vorgeschlagenen "Polyoptimierung" der Geometrie des Lenksystems angegeben.

In dieser Arbeit wird eine Analyse der für die Praxis ausgewählten Lenksysteme dargestellt. Danach werden am Beispiel des am häufigsten eingesetzten Systems die Regeln für die Wahl der optimalen Geometrie und die berechneten Ergebnisse dargestellt.

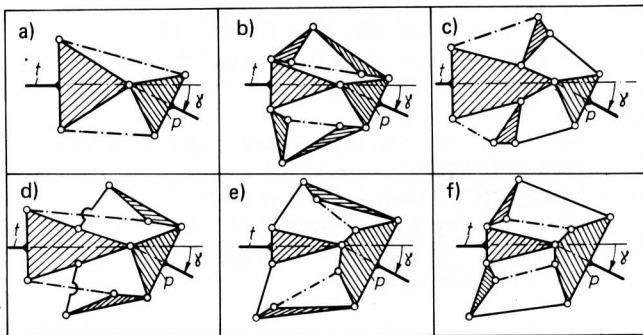


Bild 1. Strukturen von Getrieben für die Knicklenkung.

*) Dr.-Ing. P. Dudziński und Dr.-Ing. W. Twaróg arbeiten am Institut für Maschinenkonstruktion und -betrieb der Technischen Hochschule Wrocław.

2. Beurteilung der Strukturösungen der Getriebe für das Lenksystem

Nicht nur der strukturelle Bau, sondern vor allem die Anforderungen an die Betriebseigenschaften bei gegebenen Einsatzbedingungen der Maschine charakterisieren das Lenksystem von Fahrzeugen mit Knicklenkung. Diese Eigenschaften wurden zur Anfangsbeurteilung der Lösungen vom Bild 1 genutzt.

In der ersten Etappe wurden diese Systeme, die sich nicht nur in der Anzahl der Glieder, sondern auch in der Anbringung der Hydraulikzylinder unterscheiden, einer Strukturbeurteilung unterzogen bei Verwendung folgender Kriterien:

- Grad der Zuverlässigkeit,
- Relative Herstellungskosten,
- Verlauf des vom System übertragenen Leistungsstromes,
- Anforderungen an die Herstellungsgenauigkeit.

Mit den obigen Kriterien und der Methode zur Strukturbeurteilung [3] wurde eine quantitative Beurteilung der in Bild 1 dargestellten Lösungen durchgeführt, wobei man folgende Rangfolge erhielt:

- Lösung a,
- Lösungen d und e
- Lösungen b, c und f.

Wird der sogenannte Qualitäts-Ersatzkoeffizient [3], der alle obigen Kriterien erfaßt, eingesetzt, so ist festzustellen, daß nur die Lösung a sich wesentlich von den anderen unterscheidet.

Es ist auch festzustellen, daß vom Standpunkt der Struktureigenschaften das Ergebnis der Qualitätsbeurteilung zwar die einfachste Lösung vorschlägt, jedoch keine Anhaltspunkte zum Eliminieren der anderen Lösungen gibt.

In der zweiten Etappe wurde eine Beurteilung der Strukturösungen im Hinblick auf die Betriebseigenschaften durchgeführt. Zu diesen zählen vor allem:

- Sicherung des sog. Verstellmomentes $M_d(\gamma)$ in solcher Höhe, daß der Wert im vollen Schwenkbereich γ des Fahrzeuges größer als das Moment aus der Summe der Lenkungswiderstände $M_{O\Sigma}$ [4] der Maschine mit Knickgelenk ist, also:

$$M_d(\gamma) \geq M_{O\Sigma}(\gamma) \quad (1)$$

Das Verstellmoment wurde definiert als Moment der Kräfte in den Hydraulikzylindern des Lenksystems um das Knickgelenk des Fahrzeuges. Diese Kräfte sind konstant im vollen Bereich des Knickwinkels γ , wobei die Werte — bei gegebener Geometrie des Lenksystems — durch den maximalen Druck des Hydrauliksystems bedingt sind. Charakteristische Verläufe der Verstellmomente des Lenksystems nach Bild 2 (Strukturschema (a) in Bild 1) wurden im Bild 3 dargestellt [4, 5]. Unter Berücksichtigung der gleichmäßigen Belastung der Hydraulikzylinder und des damit verbundenen Wertes für den Druck der Hydraulikflüssigkeit in dieser Anlage sollte außerdem folgende Bedingung erfüllt werden:

$$W_d - W_u = \int_{-\gamma_{\max}}^{\gamma_{\max}} [M_d(\gamma) - M_{O\Sigma}(\gamma)] d\gamma \implies \min (2),$$

wobei W_d Verstellarbeit des Lenksystems
 W_u Nutzarbeit, die das Lenksystem ausführen muß,
 um die Summe der Lenkungswiderstände des
 Fahrzeuges mit Knicklenkung zu überwinden.

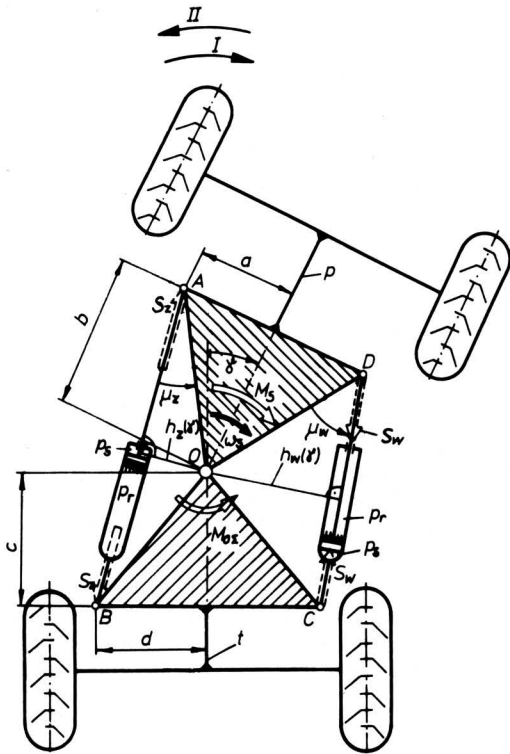


Bild 2. Benennungen für die Bestimmung des Momentes und der Lenkgeschwindigkeit.

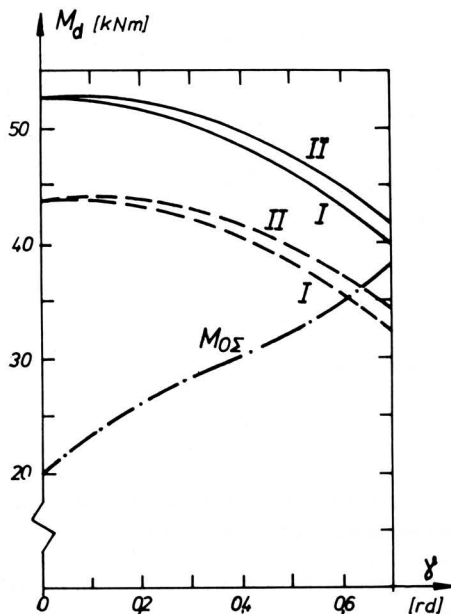


Bild 3. Verläufe der Verstellmomente im Lenksystem eines Fahrzeuges mit Knicklenkung.

— a = 0,09 m, b = 1,4 m, c = 0, d = 0,4 m,
 D = 0,1 m, d_t = 0,05 m, p_{max} = 100 bar,
 - - - a = 0,14 m, b = 0,3 m, c = 0,25 m, d = 1,15 m,
 D = 0,1 m, d_t = 0,05 m, p_{max} = 100 bar,
 $M_{0\Sigma}$ = Summe der Widerstandsmomente.

Die Bedingung Gl. (2) wird erfüllt, wenn der Verlauf des Verstellmomentes $M_d(\gamma)$ des Lenksystems ähnlich wie der Verlauf der Summe der Widerstandsmomente der Auslenkung $M_{0\Sigma}(\gamma)$ ist, wobei aber auch die Bedingung Gl. (1) einzuhalten ist.

- Sicherung der geforderten Lenkgeschwindigkeit ω_s des Fahrzeuges, die über die Betriebseigenschaften wie Manövrierfähigkeit entscheidet.
- Sicherung einer gleichmäßigen Lenkgeschwindigkeit, wodurch schädliche dynamische Belastungen vermieden werden. Dieses Problem wird schon teilweise gelöst, indem in der Hydraulikanlage des Lenksystems bereits entsprechende Vorkehrungen getroffen werden [6].
- Sicherung möglichst großer Übertragungswinkel μ , die einen wichtigen Faktor der richtigen Lösung für das Lenksystem u.a. im Hinblick auf die Fertigungsgenauigkeit, Auftreten von Blindleistung und damit verbundene Steigerung der Gelenkbelastung bilden.
- Gewährleistung minimaler Leistungsentnahme während der Auslenkung.

Aus der Vielfalt der dargestellten Bedingungen wurde als wichtigste die Gewährleistung eines entsprechenden Verstellmomentes im vollen Bereich des Knickwinkels angenommen. Deshalb wurden die Bedingungen Gl. (1) und (2) als Selektionskriterien für die Strukturösungen der Lenksysteme hinsichtlich der Betriebsbedingungen angesetzt.

Bei der Bestimmung des Verlaufes des Verstellmomentes der Lenksysteme von Bild 1 wurden einige Struktureigenschaften dieser Systeme ausgenutzt. Das Lenksystem setzt sich in der Regel aus zwei symmetrisch verbundenen Lenkmechanismen zusammen, das Verstellmoment M_d ist also die Summe der Momente M_d , die durch diese Mechanismen erzeugt werden. Das gestattet einige Annahmen, die nicht die Richtigkeit der Analyse beeinflussen, diese jedoch sehr vereinfachen:

- Die Bestimmung des Verstellmomentes kann mit Hilfe des von einem Mechanismus des Lenksystems erzeugten Momentes M_d durchgeführt werden,
- Für die Bestimmung des Verstellmomentes können die Ersatzmechanismen eingesetzt werden.

Gemäß diesen Voraussetzungen können nur die Anordnungen a, b und e in Bild 1 durch einfache Ersatzmechanismen dargestellt werden, was unter Beibehaltung der Bezeichnungen in Bild 1 entsprechend zu Bild 4a, b, e führt.

Mit den Bezeichnungen in Bild 4a kann man das durch den Ersatzmechanismus erzeugte Verstellmoment M_2 folgendermaßen beschreiben [7]:

$$M_2^{(a)} = P l_1 k \frac{\sin(\phi_p + \gamma)}{\sqrt{1 + k^2 - 2k \cos(\phi_p + \gamma)}} \quad (3)$$

wobei P Verstellkraft in der Ersatzanordnung
 ϕ_p Winkel, der die gegenseitige Lage des hinteren und vorderen Teiles des Gelenksystems bei Geradeausfahrt beschreibt
 γ Knickwinkel des Fahrzeuges, wobei $|\gamma_{\max}| \leq \pi/2$
 l_1, l_2 geometrische Größen (Bild 4)
 $k = l_2/l_1$.

Mit der gleichen Beziehung Gl. (3) kann das Verstellmoment des in Bild 4b dargestellten Ersatzmechanismus beschrieben werden:

$$M_2^{(a)} = M_2^{(b)} \quad (4)$$

Das Moment $M_3^{(e)}$ des Ersatzmechanismus in Bild 4e kann ausgedrückt werden durch:

$$M_3^{(e)} = P l_1 k \frac{\sin(\phi_p + \gamma)}{\sqrt{1 + k^2 - 2k \cos(\phi_p + \gamma)}} \cdot \frac{1 + k^2 - 2k \sin(\phi_p + \gamma)}{k [k - \cos(\phi_p + \gamma)]} \quad (5)$$

oder bei Einsetzen von Gl. (3):

$$M_3^{(e)} = M_2^{(a)} \frac{1 + k^2 - 2k \sin(\phi_p + \gamma)}{k [k - \cos(\phi_p + \gamma)]} \quad (6)$$

In praktischen Lösungen werden immer die Bedingungen

$$k > \cos(\phi_p - \gamma_{\max}) \text{ oder } k < \cos(\phi_p + \gamma_{\max}) \quad (7)$$

erfüllt.

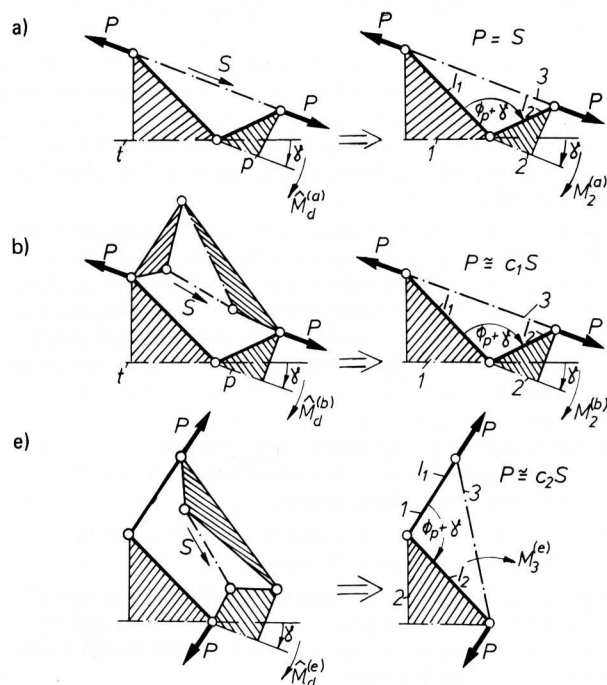


Bild 4. Getriebe und Ersatzgetriebe für die Lösungen nach a, b und e in Bild 1.

c_1, c_2 konstante Koeffizienten, die aus der Geometrie der ersetzten Glieder folgen.

Eine Analyse der Funktionen Gl. (3), (4) und (6), die die Verstellmomente entsprechender Lenkmechanismen beschreiben, zeigt, daß der Verlauf von Kurven nach Gl. (3) und (4) immer fallend [7] und für Gl. (6) bei Erfüllung der Bedingung Gl. (7) fallend ist. Dieser Verlauf des Verstellmomentes weicht stark vom Verlauf der Summe der Widerstandsmomente $M_{O\Sigma}$ (Bild 3) ab und erfüllt nicht die Bedingung nach Gl. (2).

Aufgrund dessen wurden aus den weiteren Betrachtungen die Strukturlösungen b und e von Bild 1 eliminiert. Die Lösung a von Bild 1 wurde aufgrund der einfachen Struktur und der allgemeinen Anwendbarkeit für die Optimierungsbetrachtungen ausgewählt.

Wie schon erwähnt wurde, kann für die Analyse der Lösungen c, d und f von Bild 1 nicht ein einfacher Ersatzmechanismus eingesetzt werden. Deshalb wurde zur Bestimmung der Verläufe der Verstellmomente dieser Systeme eine grafische Synthese der geometrischen Parameter durchgeführt. Dabei wurde angenommen:

- a) Jede Lösung muß einen Knickwinkel im Bereich $-\gamma_{\max} \leq \gamma \leq \gamma_{\max}$ ermöglichen, mit $|\gamma_{\max}| = 5\pi/12$

- b) Jede Lösung muß eine bestimmte gleiche Einheitsarbeit W_1^* ausführen, unabhängig von der Verwendung von Hydraulikzylindern mit unterschiedlichen Verstellhüben s , was so ausgedrückt werden kann:

$$W_1^* = \int_{-\gamma_{\max}}^{\gamma_{\max}} \dot{M}_d^{*(i)}(\gamma) d\gamma = \text{const.}$$

Für die mit diesen Voraussetzungen bestimmten geometrischen Parameter der Anordnungen d, c und a wurden die Verläufe der Verstellmomente $\dot{M}_d^{(i)}(\gamma)$ für die einzelnen Lenksysteme bestimmt und in Bild 5 zusammengestellt. Aus dem Verlauf dieser Kurven können folgende Folgerungen gezogen werden:

- a) Für Knickwinkel $\gamma > \pi/3$ des Fahrzeuges steigen die Verstellmomente der Lenksysteme c, d und f an, der Verlauf ist also ähnlich dem der Summe der Widerstandsmomente $M_{O\Sigma}$.
b) Für Knickwinkel $\gamma < \pi/6$ zeigen die analysierten Systeme keinen wesentlichen Unterschied im Verlauf des Verstellmomentes.

Die durchgeführten Überlegungen machen es möglich, aus der Zusammenstellung der Strukturlösungen der Lenksysteme (Bild 1) für die weitere Bearbeitung vier Lösungen vorzuschlagen. Außerdem kann festgestellt werden, daß es für Maschinen mit maximalem Knickwinkel $|\gamma_{\max}| < \pi/3$ (z.B. in Knickschleppern, Tandemschleppern, Schaufelladern und Lieferfahrzeugen) ratsam ist, von der einfachsten Lösung a auszugehen.

In Maschinen mit maximalem Knickwinkel $|\gamma_{\max}| > \pi/3$ (z.B. in Nivelliermaschinen, soll, um sog. Totlagen zu vermeiden, eine der Lösungen c, d oder f eingesetzt werden.

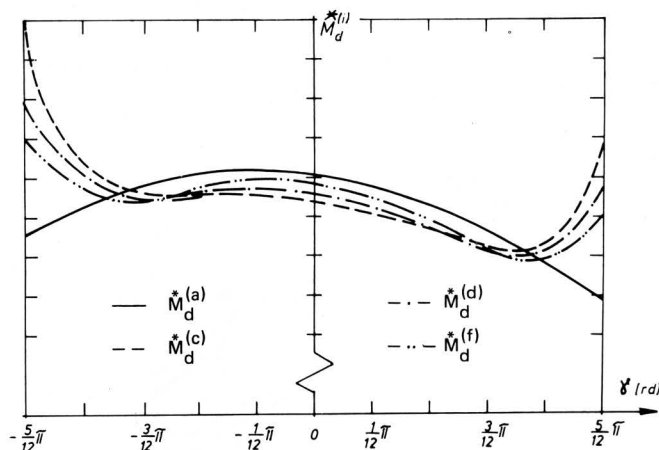


Bild 5. Charakteristische Verläufe der Verstellmomente für die Lösungen a, c, d und f.

3. Beschreibung des Verlaufs der leistungsbestimmenden Größen ausgewählter Lenksysteme

Aufgrund der durchgeführten Analyse wurden für die weitere Behandlung vier der sechs Lösungen für die Lenksysteme von Knicklenkungs-Fahrzeugen vorgeschlagen. Bei der Suche nach einer optimalen Lösung für das Lenksystem muß in erster Linie daran gedacht werden, daß das Lenksystem einfach gestaltet wird und daß es die geforderte Leistungscharakteristik bezüglich Verstellmoment und Lenkgeschwindigkeit gewährleistet.

Für das Lenksystem a kann mit den Bezeichnungen nach Bild 2 das Verstellmoment und die Lenkgeschwindigkeit für $-\gamma_{\max} \leq \gamma \leq \gamma_{\max}$ so berechnet werden:

$$\sigma_1 = \arccos \frac{l_1 + l_8 \cos(\beta + \delta - j\gamma - \arccos \frac{l_2^2 + l_8^2 - l_7^2}{2 l_2 l_8})}{\sqrt{l_1^2 + l_8^2 + 2 l_1 l_8 \cos(\beta + \delta - j\gamma - \arccos \frac{l_2^2 + l_8^2 - l_7^2}{2 l_2 l_8})}} \quad (22),$$

$$\tau = \pi - \arccos \frac{l_4^2 + l_6^2 - l_5^2}{2 l_4 l_6} \quad (23),$$

für $i = 1, j = 1$ und für $i = 2, j = -1$.

Der Vektor der Veränderlichen, der die Geometrie des Lenksystems nach Bild 6 beschreibt, wird formuliert zu:

$$x = [l_1, l_2, \dots, l_8, \beta, \rho]^T; \quad x \in \mathbb{R}^{10} \quad (24).$$

4. Prinzip der Wahl der optimalen Geometrie des Lenkmechanismus für Knicklenkungs-Fahrzeuge

Verfügt man über eine Sammlung der Strukturlösungen der Lenksysteme für Fahrzeuge mit Knicklenkung, dann kann die Bestimmung der optimalen Geometrie vorgenommen werden. Im folgenden wird das Prinzip der Wahl der optimalen Geometrie am Beispiel des am häufigsten eingesetzten Lenksystems (Bild 2) unter der Ausnutzung der "Polyoptimierung", die in [1] behandelt wurde, dargestellt.

Die Kriterien, die als Grundlage der Optimierung dienen, folgen aus den Anforderungen, die das Lenksystem erfüllen muß. Die in Abschn. 2 dargestellten Forderungen stellen die für die Betrachtung möglichen Zielfunktionen (Kriterien) dar. Aus deren Vielzahl wurden zwei Kriterien ausgewählt, nämlich:

- Die Maximierung des Verstellmomentes $M_d(\gamma)$ des Lenksystems und
- Die Maximierung der Übertragungswinkel μ_z und μ_w (Bild 2).

Diese Kriterien wurden gewählt, weil sie die wichtigsten Größen betreffen, die über die Wirksamkeit und Lebensdauer des Lenksystems entscheiden. Die übrigen Kriterien wurden in Form von Beschränkungen eingeführt. Es soll berücksichtigt werden, daß der Übertragungswinkel μ_w eine Funktion des Übertragungswinkels μ_z und der Veränderlichen a, b, c und d ist. Von den zwei untersuchten Zielfunktionen wurde als eigentliche Zielfunktion das Verstellmoment $M_d(\gamma)$ gewählt und für den Übertragungswinkel μ_z jeweils festgestellt, ob er die Ungleichung $\mu_z \geq \mu_{gr}$ erfüllt, wobei μ_{gr} den unteren Wert dieses Winkels bedeutet. Als Anfangswert wurde $\mu_{gr} = 0,5$ rad angenommen und μ_{gr} schrittweise bis zu $\mu_{gr} = 1$ rad vergrößert.

Die Maximierung des Verstellmomentes $M_d(\gamma)$ ist gleichwertig der Maximierung des sog. äquivalenten Hebelarmes h_e der Lenkkräfte. Die Synthese muß für den maximalen Knickwinkel γ_{max} durchgeführt werden, da, wie Untersuchungen zeigten [4], bei diesem Winkel die ungünstigsten Eigenschaften des Lenksystems auftreten.

Es wird die Lösung folgender Aufgaben gesucht:

$$\max_{a, b, c, d} h_e(a, b, c, d, D, d_t, \gamma) |_{\gamma_{max}} \quad \text{Gln. (8 bis 10)} \quad (25)$$

in Zusammenhang mit

$$\mu(a, b, c, d, \gamma) |_{\gamma_{max}} \geq \mu_{gr} \quad \text{Gln. (12 u. 13)} \quad (26)$$

wobei: $\mu_{gr} \in < 0,5 \text{ rad}; 1 \text{ rad} >$ und zusammen mit den Begrenzungen D [1], die durch das System der Ungleichungen beschrieben werden:

1. Lineare, die aus den konstruktiven Begrenzungen folgen:
$$a_1 \leq a \leq a_2; \quad b_1 \leq b \leq b_2; \quad c_1 \leq c \leq c_2; \quad d_1 \leq d \leq d_2 \quad (27)$$
 und bei Ausschließung der sog. symmetrischen Lösung $a \leq d$.

2. Nichtlineare, die aus der Übertragung anderer Zielfunktionen zu den Begrenzungen folgen:

$$a) \text{ volle Länge des äußeren und inneren Lenkzylinders } L_z, L_w \\ L_{z0} \leq L_z(a, b, c, d, \gamma) |_{\gamma_{max}} \leq L_M + 2s \quad (28),$$

$$L_M + s \leq L_w(a, b, c, d, \gamma) |_{\gamma_{max}} \leq L_{w0}$$

wobei:

$$L_{z0} = L_{w0} = L_z |_{\gamma = 0} \quad (29)$$

und L_M sog. Totlage des Hydraulikzylinders, s Kolbenhub des Hydraulikzylinders, L_z, L_w volle Länge des äußeren und inneren Hydraulikzylinders bei gegebenen Parametern des Lenksystems a, b, c, d , [4].

- b) Grenzwert des sog. äquivalenten Hebelarmes h_{egr} der Lenkkräfte
$$h_e(a, b, c, d, D, d_t, \gamma) |_{\gamma_{max}} \geq h_{egr} \quad (30),$$
 wobei:

$$h_{egr} = \frac{4 M_{O\Sigma}(\gamma)}{\eta_c (p_{max} - p_s) \pi D^2} \quad (31).$$

- c) Grenzwert der Lenkzeit t_{gr} des Fahrzeuges von der Anfangslage ($\gamma = 0$) zum maximalen Auslenkungswinkel $\gamma = \gamma_{max}$

$$t = \frac{\pi D^2}{4 Q_h} \left(\Delta s_z + |\Delta s_w| \frac{D^2 - d_t^2}{D^2} \right) \leq t_{gr} \quad (32),$$

wobei: $\Delta s_z(a, b, c, d, \gamma)$, $\Delta s_w(a, b, c, d, \gamma)$ - Verlängerung des äußeren und Verkürzung des inneren Hydraulikzylinders des Lenksystems.

Die Werte h_{egr} und t_{gr} werden gemäß den technischen Betriebsbedingungen der Fahrzeuge mit Knicklenkung bestimmt.

Zur Lösung der gestellten Aufgabe der nichtlinearen Programmierung mit Begrenzungen wurde das Programm Flexiplex [8] eingesetzt.

Die Ergebnisse der Optimierungsberechnungen für die Eingabedaten:

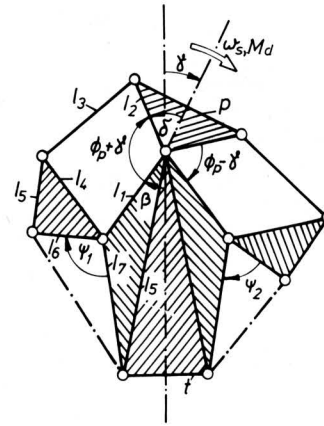
$$\begin{aligned} \gamma_{max} &= 0,794 \text{ rad} & c_1 &= 0,05 \text{ m} & \eta_c &= 0,98 & s &= 0,56 \text{ m} \\ a_1 &= 0,09 \text{ m} & c_2 &= 0,90 \text{ m} & p_{max} &= 100 \text{ bar} & L_M &= 0,464 \text{ m} \\ a_2 &= 0,39 \text{ m} & d_1 &= 0,98 \text{ m} & p_s &= 0 & D &= 0,1 \text{ m} \\ b_1 &= 0,06 \text{ m} & d_2 &= 1,36 \text{ m} & Q_h &= 0,06 \text{ m}^3/\text{s} & d_t &= 0,05 \text{ m} \\ b_2 &= 0,38 \text{ m} & M_{O\Sigma} &= 32 \text{ kNm} & t_{gr} &= 3 \text{ s} \end{aligned}$$

wurden in **Tafel 1** und **Bild 7** dargestellt.

Die Kurve in Bild 7 stellt die Sammlung der "polyoptimalen" Punkte der Zwei-Kriterien Aufgabe Maximierung des äquivalenten Hebelarmes h_e und des Übertragungswinkels μ_z dar. Aus der Abhängigkeit zwischen h_{eopt} und μ_{zopt} folgt, daß eine Verringerung des Maximalwertes der Funktion h_e einen Zuwachs des Übertragungswinkels μ_z ergibt. In bestimmtem Rahmen kann der Konstrukteur von der Lösung für den Maximalwert der Funktion h_e ($h_e = 0,577 \text{ m}$, $\mu_z = 3 \pi/18 \text{ rad}$) zugunsten einer anderen "polyoptimalen" Lösung abweichen. Außerdem zeigen die Optimierungsergebnisse aus der Tafel 1, daß das Viereck, in dem die Gelenke die Befestigungspunkte der Lenkzylinder sind, ein Trapez mit deutlich unterschiedlicher Länge des Gestells (die konkreten Längenverhältnisse der Trapezseiten hängen unter anderem von den Konstruktionsparametern des Fahrzeuges und der Lenkzylinder ab) sein muß. So entworfene Lenksysteme sichern große Übertragungswinkel, die über die Wirksamkeit und Lebensdauer den Konstruktionsaufwand für die Mechanismenglieder minimieren, bei Beibehaltung des erforderlichen Lenkmomentes den für die Manövrierfähigkeit der Maschine benötigten Volumenstrom minimieren, was wiederum zur Minimierung der in der Lenkung umgesetzten Leistung führt.

$L_{\min}^*)$ m	μ_z rad	$\frac{a}{L_{\min}}$	$\frac{b}{L_{\min}}$	$\frac{c}{L_{\min}}$	$\frac{d}{L_{\min}}$	h_e m	t s
1,024	0,558	0,205	0,371	0,662	1,011	0,577	2,27
	0,611	0,185	0,371	0,566	1,091	0,574	2,27
	0,698	0,163	0,371	0,41	1,195	0,563	2,29
	0,785	0,178	0,359	0,35	1,246	0,55	2,3
	0,872	0,196	0,351	0,295	1,291	0,539	2,31
	0,959	0,226	0,339	0,27	1,328	0,528	2,33

*) $L_{\min} = L_M + s$



Tafel 1. Ergebnisse der Optimierungsrechnung; Daten des Hydraulizylinders: $s = 0,56$ m, $L_m = 0,464$ m, $D = 0,1$ m, $d_t = 0,05$ m.

Bild 8. Kinematisches Schema für das Lenksystem der Lösung c.

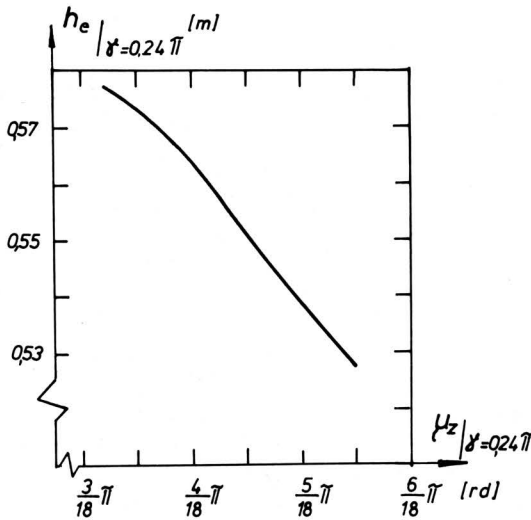


Bild 7. "Polyoptimale" Punkte der Zwei-Kriterien-Lösung: Maximierung des äquivalenten Hebelarmes h_e und des Übertragungswinkels μ_z .

5. Anhang

Mit den Bezeichnungen in Bild 8 werden für den Mechanismus c die leistungsbestimmenden Größen wie folgt berechnet:
Das Verstellmoment

$$M_d^{(c)} = \eta_c \frac{\pi D^2}{4} (p_{\max} - p_s) l_2 \frac{l_6}{l_4} \left(\frac{A_1 l_7 \sin \psi_1}{B_1 \sqrt{l_6^2 + l_7^2 - 2 l_6 l_7 \cos \psi_2}} + \frac{D^2 - d_t^2 A_2 l_7 \sin \psi_1}{D^2 B_2 \sqrt{l_6^2 + l_7^2 - 2 l_6 l_7 \cos \psi_2}} \right) \quad (1a)$$

die Lenkgeschwindigkeit

$$\omega_s^{(c)} = 4 l_4 Q_h / \left\{ \pi D^2 l_2 l_6 \left[\frac{A_1 l_7 \sin \psi_1}{B_1 \sqrt{l_6^2 + l_7^2 - 2 l_6 l_7 \cos \psi_1}} + \frac{D^2 - d_t^2}{D^2} \cdot \frac{A_2 l_7 \sin \psi_2}{B_2 \sqrt{l_6^2 + l_7^2 - 2 l_6 l_7 \cos \psi_2}} \right] \right\} \quad (2a)$$

wobei:

$$A_i = \sin \left[\arcsin \frac{l_1 \sin (\beta + \delta - j\gamma)}{\sqrt{l_1^2 + l_2^2 + 2 l_1 l_2 \cos (\beta + \delta - j\gamma)}} + \arcsin \frac{l_1^2 + l_2^2 + l_3^2 - l_4^2 + 2 l_1 l_2 \cos (\beta + \delta - j\gamma)}{2 l_3 \sqrt{l_1^2 + l_2^2 + 2 l_1 l_2 \cos (\beta + \delta - j\gamma)}} \right] \quad (3a)$$

$$B_i = \sin \arccos \frac{l_3^2 + l_4^2 - l_1^2 - l_2^2 - 2 l_1 l_2 \cos (\beta + \delta - j\gamma)}{2 l_3 l_4} \quad (4a)$$

$$\psi_i = 2\pi - \arccos \frac{l_4^2 + l_6^2 - l_5^2}{2 l_4 l_6} - \arccos \frac{l_1^2 + l_7^2 - l_8^2}{2 l_1 l_7} - \arcsin \frac{l_2 \sin (\beta + \delta - j\gamma)}{\sqrt{l_1^2 + l_2^2 + 2 l_1 l_2 \cos (\beta + \delta - j\gamma)}} - \arccos \frac{l_1^2 + l_2^2 - l_3^2 + l_4^2 + 2 l_1 l_2 \cos (\beta + \delta - j\gamma)}{2 l_4 \sqrt{l_1^2 + l_2^2 + 2 l_1 l_2 \cos (\beta + \delta - j\gamma)}} \quad (5a)$$

mit $i = 1, 2$, wobei für $i = 1, j = 1$ und für $i = 2, j = -1$ ist.

Für den Mechanismus d dagegen sind mit den Bezeichnungen nach Bild 9 die leistungsbestimmenden Größen so zu bestimmen:
Das Verstellmoment

$$M_d^{(d)} = \eta_c (p_{\max} - p_s) \frac{\pi D^2}{4} l_2 [C_1 \cos (\kappa_1 - \lambda_1) + \frac{D^2 + d_t^2}{D^2} C_2 \cos (\kappa_2 - \lambda_2)] \quad (6a)$$

$$\text{die Lenkgeschwindigkeit} \quad \omega_s^{(d)} = \frac{4 Q_h}{\pi l_2 D^2 [C_1 \cos (\kappa_1 - \lambda_1) + \frac{D^2 - d_t^2}{D^2} C_2 \cos (\kappa_2 - \lambda_2)]} \quad (7a)$$

wobei:

$$C_i = \sqrt{\frac{\sin^2 \nu_i}{\sin^2 \rho_i} + \frac{l_6^2}{l_3^2} (\cos \nu_i + \sin \nu_i \cot \rho_i)^2} \quad (8a)$$

$$\nu_i = \arccos \frac{l_2^2 - l_3^2 - l_1^2 - l_4^2 + 2 l_1 l_4 \cos \psi_i}{2 l_2 l_3} \quad (9a)$$

$$\rho_i = \arccos \frac{l_3^2 + l_4^2 - l_1^2 - l_2^2 + 2 l_1 l_2 \cos (\phi_p + j\gamma)}{2 l_3 l_4} \quad (10a)$$

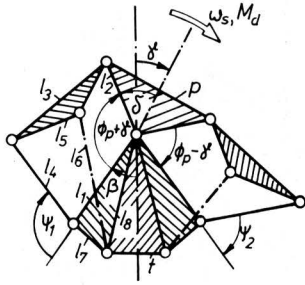


Bild 9. Kinematisches Schema für das Lenksystem der Lösung d.

$$\psi_i = \arccos \frac{l_1^2 + l_2^2 - l_3^2 + l_4^2 - 2 l_1 l_2 \cos(\phi_p + j\gamma)}{2 l_4 \sqrt{l_1^2 + l_2^2 - 2 l_1 l_2 \cos(\phi_p + j\gamma)}} + \arctan \frac{l_2 \sin(\phi_p + j\gamma)}{l_1 - l_2 \cos(\phi_p + j\gamma)} \quad (11a),$$

$$\kappa_i = \arccos \frac{l_5^2 + l_6^2 + l_4^2 - l_7^2 + 2 l_4 l_7 \cos(\psi_i + \arccos \frac{l_1^2 + l_7^2 - l_8^2}{2 l_1 l_7})}{2 l_5 l_4} \quad (12a),$$

$$L_i = [l_8^2 + l_2^2 + l_6^2 - 2 l_2 l_6 \cos(\nu_i - N) - 2 l_8 \sqrt{l_2^2 + l_6^2 - 2 l_2 l_6 \cos(\nu_i - N)} \cdot \cos(\phi_p + j\gamma - \beta_i + M)]^{1/2} \quad (13a),$$

$$N = \arccos \frac{l_3^2 + l_6^2 - l_5^2}{2 l_3 l_6} \quad (14a),$$

$$M = \arccos \frac{l_1^2 + l_8^2 - l_7^2}{2 l_1 l_8} \quad (15a),$$

$$\beta_i = \arccos \frac{l_2 - l_6 \cos(\nu_i - N)}{\sqrt{l_2^2 + l_6^2 - 2 l_2 l_6 \cos(\nu_i - N)}} \quad (16a),$$

$$\lambda_i = \arctan \frac{l_5}{l_3} \cdot \frac{\sin(\nu_i + \rho_i)}{\sin \nu_i \sin(\rho_i - \arccos \frac{l_3^2 + l_5^2 - l_6^2}{2 l_3 l_5})} \quad (17a),$$

$$\phi_p = \pi - \beta - \delta \quad (18a).$$

mit $i = 1, 2$, wobei für $i = 1, j = 1$ und für $i = 2, j = -1$ ist.

Schrifttum

Bücher sind durch • gekennzeichnet

- [1] *Dudziński, P. u. Wl. Twaróg:* Zur Wahl der Struktur von Stangenmechanismen. Forschung im Ingenieurwesen Bd. 48 (1982) Nr. 1, S. 26/30.
- [2] *Dudziński, P., S. Miller u. Wl. Twaróg:* Stangenmechanismen als Lenksystem. Patentschrift P-227 659.
- [3] *Koleśniak, E.:* Probleme der optimalen Wahl der Struktur von kinematischen Anordnungen. (Orig. poln.) Dissertation, Institut für Maschinenkonstruktion und -betrieb der Technischen Hochschule Wroclaw, 1979.
- [4] *Dudziński, P.:* Methode zur Auslegung des Lenksystems an Fahrzeugen mit Knicklenkung. (Orig. poln.) Dissertation, Institut für Maschinenkonstruktion und -betrieb der Technischen Hochschule Wroclaw, 1977.
- [5] *Dudziński, P.:* Problems of turning process in articulated terrain vehicles. 7. Internationale Tagung ISTVS, August 1981, Calgary, Canada, u. Journal of Terramechanics, Vol. 19 (1982) Nr. 4.
- [6] *Fritzel, K.:* Eine Lenkhydraulik für Radlader mit Knickgelenk. Fördern u. Heben Bd. 19 (1969) Nr. 17, S. 1029/31.
- [7] *Miller, S.:* Zum Problem der Projektierung der Stangenmechanismen mit Hydraulikzylinder-Antrieb. (Orig. poln.) Wissenschaftshefte der Technischen Hochschule Wroclaw, Nr. 136, Serie Mechanik XVIII, Wroclaw 1966.
- [8] • *Himmelblau, D.M.:* Applied nonlinear programming. New York: McGraw-Hill 1972.

Eine Berechnungsmethode für die lebensdauerorientierte Dimensionierung von Schleppertriebwerken und Achsen

Von Günther Buck, Friedrichshafen*)

DK 631.372:629.11.012:539.43

Schleppertriebwerke und Achsantriebe werden heute zeitfest, das heißt für eine bestimmte Lebensdauer, dimensioniert. Dafür ist es notwendig, die Größe der maß-

gebenden Belastungen und ihre Häufigkeit in der geplanten Lebensdauer zu kennen. Die Belastung bei einzelnen Arbeitseinsätzen kann durch Messungen im Betrieb ermittelt werden. Doch die Häufigkeit der verschiedenen Arbeitseinsätze kann sehr unterschiedlich sein, so daß es wichtig ist, das Spektrum der zu berücksichtigenden Akkerschleppereinsätze und der eingesetzten Geräte für die Lebensdauerberechnung sorgfältig festzulegen.

*) Ing. (grad.) G. Buck ist Berechnungsingenieur in der Abteilung "wissenschaftlich-technische Untersuchungen" der Zahnradfabrik Friedrichshafen in Friedrichshafen.