

# Grundlagen der Kettensysteme in Druckmaschinen

Dörsam, Edgar  
(1999)

DOI (TUprints): <https://doi.org/10.25534/tuprints-00013974>

License:



CC-BY 4.0 International - Creative Commons, Attribution

Publication type: Conference or Workshop Item

Division: 16 Department of Mechanical Engineering

16 Department of Mechanical Engineering

Original source: <https://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de/13974>

---

# Grundlagen der Kettensysteme in Druckmaschinen

Dr.-Ing. E. Dörsam VDI, Offenbach

## 1 Einleitung

### 1.1 Einführung

Kettentriebe mit Führungen werden schon seit vielen Jahren in den verschiedensten Anwendungsgebieten eingesetzt. Trotz der weiten Verbreitung ist das Wissen über „geführte Kettentriebe“ bei den Konstrukteuren nur ungenügend vorhanden; in der Fachliteratur werden sie lediglich am Rande erwähnt. Eine der wichtigsten Ursachen ist, daß das gesamte Know-how bei den Kettenanwendern liegt, die aus unterschiedlichen Branchen kommen und ihre Erkenntnisse aus Gründen des Wettbewerbs nicht veröffentlichen.

Bei der Untersuchung von in Druck- und Verpackungsmaschinen eingesetzten Kettentrieben hat sich gezeigt, daß sich diese Kettentriebe nicht mehr eindeutig einem der traditionellen Hauptanwendungsgebiete [1, 2, 3] (Antriebs-, Förder- und Lastketten) zuordnen lassen.

Zur Abgrenzung von der Antriebs- und Fördertechnik wird daher der oben skizzierte Anwendungsbereich als **Bewegungstechnik** bezeichnet, der im wesentlichen durch folgende Punkte charakterisiert wird [4]:

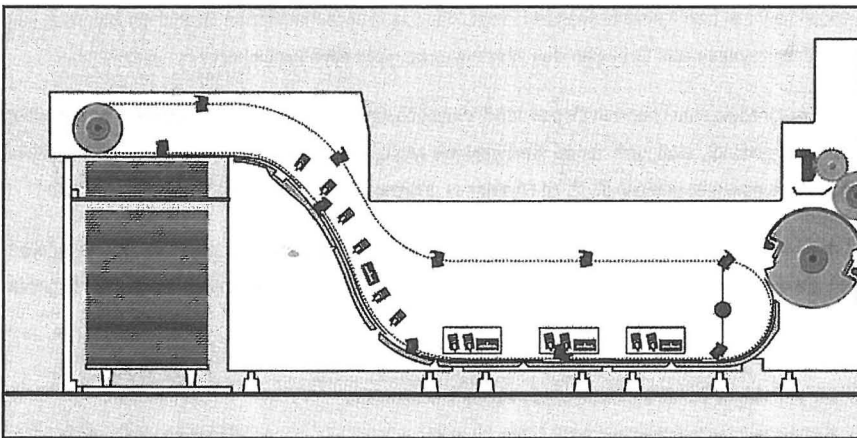
- im Verhältnis zur Bruchkraft relativ kleine Kettenkräfte
- Kettengeschwindigkeiten von 0.5 bis 10 m/s
- Übertragung von (Lage-) Informationen
- Einsatz von Kettenführungen

Die Bewegungstechnik beschreibt die Bewegung von Produkten oder Bauteilen mit einer möglichst großen Übertragungsgenauigkeit; die Übertragung von Informationen spielt eine bedeutende Rolle. Die hier eingesetzten Ketten zeichnen sich im allgemeinen dadurch aus, daß Standardketten zusätzliche Anbauteile (Mitnehmer, Winkelhebel u. ä.) enthalten, die oft auch die Kettengröße bestimmen. In der Praxis unterscheiden sich daher Kettentriebe der

Bewegungstechnik stark von solchen der Antriebs- und Fördertechnik: die Kettengröße ist oft überdimensioniert, die Kettengeschwindigkeit ist relativ groß und die Anforderungen an die Übertragungsgenauigkeit sind sehr hoch.

Da bei den genannten Anwendungen in der Bewegungstechnik am Kettentrieb immer auch eine Kettenführung vorhanden ist, sollten solche Kettentriebe als **Kettensysteme** (bestehend aus Kette, Kettenrad und Kettenführung) bezeichnet werden. Kettensysteme dieser Art sind beispielsweise in Verpackungs-, Buchbinde- und Druckmaschinen sowie in PKW-Motoren zum Antrieb von Nockenwellen zu finden. Bei einigen dieser Anwendungen sind jedoch weitere Komponenten notwendig (z. B. Systemkörper zum Bogentransport in Druckmaschinen), die dann auch als Bestandteil der Kettensysteme betrachtet werden sollten.

Eine typische Anwendung in Bogendruckmaschinen sind die Auslegersysteme, die den bedruckten Bogen vom letzten Druckwerk zum Auslegerstapel bringen.



**Bild 1:** Kettenbahn im Ausleger einer Bogendruckmaschine der MAN Roland Druckmaschinen AG

Das Kettensystem hat einen zweisträngigen Aufbau, wobei jeder Strang ein Antriebs- und ein Umlenkkettenrad besitzt. Die Kette ist über die gesamte Länge von Führungen umgeben, welche die Bahn vorgeben. Eine Möglichkeit zum Spannen bzw. Nachspannen der Kette ist nicht vorgesehen. An der Kette sind über Spezialkettenlaschen bis zu 12 Systemkörper befestigt. Die Systemkörper übernehmen mittels Greifern den bedruckten Bogen sehr exakt vom letzten Druckwerk und legen diesen in der Auslage ab. Damit „verkaufbare“ Stapelqua-

lität (gerade Stapelkanten) produziert werden kann, sind hohe Wiederholgenauigkeiten dieser Vorgänge notwendig.

Bei Kettenlängen von bis zu 9m, einer Kettenteilung von 1“, Kettengeschwindigkeiten von 5,7m/s, hohem Verschmutzungsrisiko und dreischichtigem Betrieb stellt dies hohe Anforderungen an die Entwicklung und Auslegung der Kettensysteme

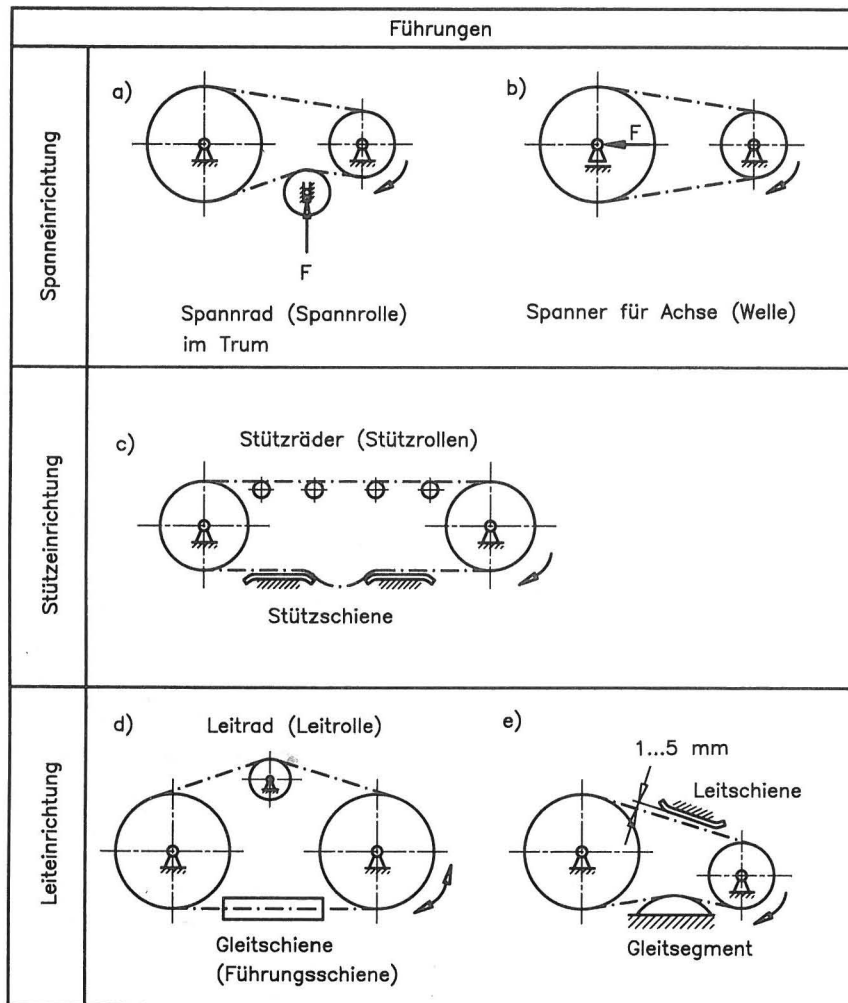
In den folgenden Abschnitten werden die Grundlagen zur Auslegung der Kettensysteme dargestellt und Hinweise für die Gestaltung gegeben.

## 1.2 Kettenführungen

Die Bauformen von Stahlgelenkketten und die Benennung von Kettenteilen sind in DIN 8194 genormt. Eine Festlegung von Begriffen und Teilen von Kettenführungen ist jedoch darin nicht enthalten. Daher sollen im folgenden einige wichtige Begriffe definiert werden.

Unter Kettenführungen, oder kurz **Führungen**, werden alle zusätzlichen Baugruppen am Kettentrieb verstanden, die im Ruhe- und/oder Betriebszustand die Bahn des Kettentrum beeinflussen bzw. verändern oder auf den Kettentrum wirkende innere und äußere Kräfte aufnehmen. Führungen können entsprechend ihrer Hauptfunktion in Einrichtungen zum Spannen, Stützen und Leiten unterteilt werden (s. Bild 2). Einzelne Bauteile der Führungen werden als Führungselemente bezeichnet.

Zu den **Spanneinrichtungen** gehören Spannrad (Spannrolle), Spanschiene, Spannband und Spannsegment (Spannschuh). Im Gegensatz zu einer "Rolle" weist ein "Rad" eine Kettenradverzahnung auf. Die Spanneinrichtungen unterscheiden sich von Stütz- und Leiteinrichtungen durch eine permanent wirkende Kraft, die eine zusätzliche Vorspannung bewirkt. Die Kraft kann entweder auf den Kettentrum selbst wirken (Regulierung des Durchhangs) oder auf eine Achse (Welle) des Kettentriebs (Regulierung des Achsabstandes), wobei im letzteren Fall die Vorspannung sowohl im Leer- als auch im Lasttrum erhöht wird. Hauptaufgabe ist die Korrektur der verschleißbedingten Kettenlängung und die Dämpfung von Schwingungen. Die Dimensionierung von Spanneinrichtungen wird von WELKE/MÜLLER [5] ausführlich beschrieben.



**Bild 2:** Führungen am Kettentrieb zum Spannen, Stützen und Leiten

**Stützeinrichtungen** - wie Stützräder (Stützrollen) und Stützschiene - finden ihr Einsatzgebiet bei Kettentrieben mit großen freien Trumlängen, um die zu erwartenden Stützzugkraft durch das Eigengewicht der Kette zu vermindern oder zu vermeiden. Durch eine Unterbrechung der Stützschiene kann die verschleißbedingte Kettenlänge aufgenommen werden.

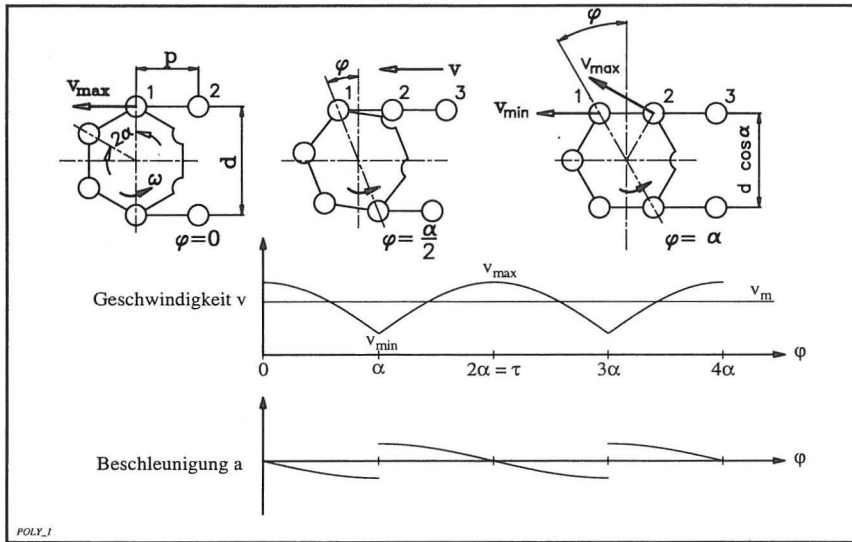
**Leiteinrichtungen** - wie Leitrad (Leitrolle), auch Umlenkrolle (Umlenkrolle) genannt, Gleitschiene (auch: Führungsschiene) oder Gleitsegment - ermöglichen eine nahezu beliebige Kettenbahn oder dienen zur Vergrößerung des Umschlingungswinkels. Einstellbare Leiträder oder verstellbare Gleitsegmente werden auch zur Verschiebung der Phasenlage zwischen Antriebs- und Abtriebskettenrad verwendet. Im Gegensatz zu den bisher aufgeführten Elementen der Leiteinrichtungen hat die Leitschiene bei ruhig laufendem Trum keine Berührung mit dem Trum. Da sie größere transversale Schwingungen verhindern soll, wird sie in einem Abstand von 1 bis 5 mm zum Trum angeordnet; sie wird daher nur im Sonderfall zu einer "Leiteinrichtung".

## 2 Kinematische und geometrische Grundlagen

### 2.1 Polygoneffekt und Bewegungsablauf

Die Kettenglieder bilden auf dem Kettenrad ein Polygon und führen beim Einlaufen der Kette in das Kettenrad nacheinander eine unterbrochene Kurbelbewegung aus. Der wirksame Durchmesser verändert sich dadurch periodisch, so daß selbst eine gleichförmige Drehbewegung des angetriebenen Kettenrades zu einer ungleichförmigen Geschwindigkeit im Kettentrum führt. Diese Erscheinung wird als **Polygoneffekt** bezeichnet.

In Bild 3 ist ein einfacher Kettentrieb dargestellt, an dem das Geschwindigkeits- und Beschleunigungsverhalten des oberen Kettentrums (Rollen 1, 2, ...) für die horizontale Richtung gezeigt werden soll. Beim Winkel  $\varphi = 0$  ist der wirksame Durchmesser gleich dem **Teilkreisdurchmesser**  $d$ ; über die Beziehung  $v = r\omega$  wird die Trumgeschwindigkeit daher maximal. Mit wachsendem Winkel  $\varphi$  wird der wirksame Durchmesser kleiner, bis er schließlich bei der Stellung  $\varphi = \alpha$  den kleinsten Wert und die horizontale Geschwindigkeit der Kette ihr Minimum  $v_{\min}$  erreicht. Wächst  $\varphi$  weiter, nimmt der wirksame Durchmesser wieder zu, bis nach einer Drehung um  $\varphi = 2\alpha$  die Ausgangslage wieder erreicht ist. Die Größe einer **Ungleichförmigkeitsperiode** ist damit direkt über den **Teilungswinkel**  $\tau = 2\alpha$  gegeben.



**Bild 3:** Auswirkungen des Polygoneffekts auf die horizontale Kettenbewegung für einen einfachen Kettentrieb

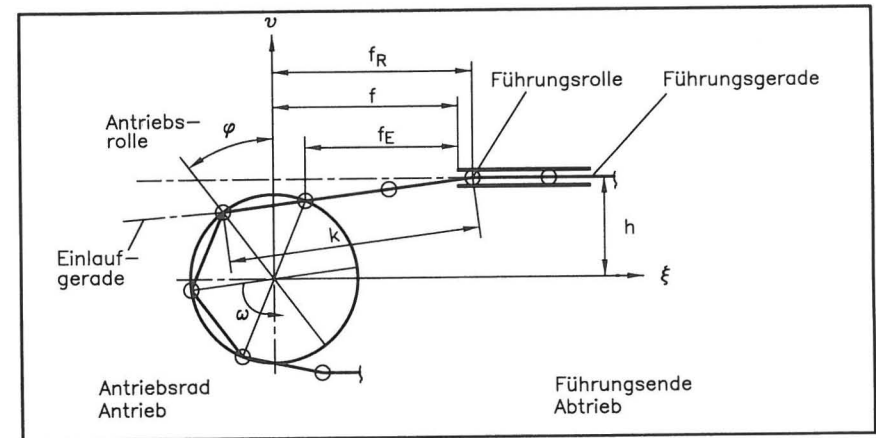
Die kontinuierliche Veränderung des wirksamen Durchmessers führt daher auch bei einem gleichmäßig angetriebenen Kettenrad zu einer sich periodisch mit der Zahneingriffsfrequenz ändernden horizontalen Kettengeschwindigkeit. Bild 3 zeigt den typischen Geschwindigkeitsverlauf des Kettentrums in horizontaler Richtung, der sich aus mehreren cos-Teilkurven zusammensetzt, die sich mit der Periode  $2\alpha$  wiederholen. Besonders auffällig ist der Knick im Geschwindigkeitsverlauf, der immer am Anfang und Ende einer Ungleichförmigkeitsperiode auftritt. Dies führt dazu, daß die Beschleunigung nicht stetig ist, sondern an diesen Stellen Sprungstellen aufweist. Während der Verlauf der Geschwindigkeit von Zähnezah, Übersetzungsverhältnis, Teilung und Achsabstand abhängig ist, hängt die mittlere Geschwindigkeit nur von der Drehzahl  $n_t$ , der Zähnezah  $z_t$  des Antriebsrades und der Teilung  $p$  ab. BERENTS et al [3] gibt für die mittlere Geschwindigkeit  $v_m$  folgende Formel an:

$$v_m = n_t \cdot p \cdot z_t \quad (1)$$

Kinematisch wird die Ungleichförmigkeitsperiode durch die sogenannten **Trumführungswechsel** begrenzt. Während bei den Winkelstellungen  $\varphi = 0$  und  $\varphi = \frac{\alpha}{2}$  die Rolle 1 den

Kettentrum "anführt", wechselt beim Drehwinkel  $\varphi = \alpha$  die Trumführung zur Rolle 2 (vgl. Bild 3). Die Stellung beim Trumführungswechsel ist für das kinematische und dynamische Verhalten besonders wichtig: während der Kettentrum hier die Geschwindigkeit  $v_{min}$  hat, wird die nächste zu führende Rolle 2 vom Kettenrad mit der Geschwindigkeit  $v_{max}$  mitgenommen.

Die Nomenklatur an **geführten Kettentrieben** ist weitgehend mit jener an ungeführten Kettentrieben identisch [4]. Wird zunächst ein Kettentrieb mit **gerader Führung** betrachtet, so ist der Abtrieb durch das **Führungsende** zu ersetzen, in die Last- und Leertrum hineinlaufen (s. Bild 4).



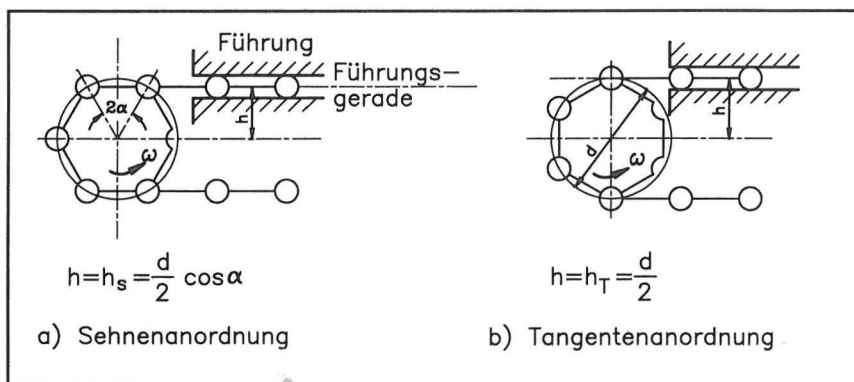
**Bild 4:** Bezeichnungen am geführten Kettentrieb mit gerader Führung

Die Kettenabschnitte, die im Lasttrum weder vollständig in der Führung noch auf dem Kettenrad verlaufen, werden als **freie Trumlänge** bezeichnet. Zur freien Trumlänge gehören alle Kettenglieder zwischen Kettenrad und Führung, also alle Glieder zwischen **Antriebsrolle** und **Führungsrolle**. Die Gerade durch die Antriebsrolle und die Führungsrolle wird als **Einlaufgerade** bezeichnet.

Das lokale  $\xi$ - $v$ -Koordinatensystem hat seinen Ursprung im Mittelpunkt des Antriebsrades, wobei die  $\xi$ -Achse parallel zur **Führungsgeraden** verläuft. Die Führungsgerade entspricht der Bahn der Rollenmittelpunkte in der Führung. Der Abstand der Führungsgeraden von der Abszisse (parallel zur Ordinate) ist durch die **Führungshöhe**  $h$  gegeben. Der Abstand der Führung von der Ordinate (parallel zur Abszisse) ist durch den **Führungsabstand**  $f$  festge-

legt. Eine weitere Kenngröße ist der **Einlaufabstand**  $f_E$ , der zwischen der Führung und dem Einlaufpunkt der Kette auf dem Teilkreis gemessen wird.

Kettentriebe mit Führungen werden oft als sogenannten **Sehnen-** und **Tangenten-**anordnungen ausgeführt (s. Bild 5). Die Begriffe "Sehne" und "Tangente" beziehen sich dabei auf den Teilkreis (Durchmesser  $d$ ) und die Stellung der Kettenrollen relativ dazu. Die Sehne wird gebildet durch die **Führungsgerade** und den durch die Mittelpunkte zweier Kettenrollen begrenzten Teilkreis; sie hat genau die Länge einer Teilung (s. Bild 5a). Bei der Tangentenanordnung berührt die Führungsgerade den Teilkreis (s. Bild 5b). Die Führungsgerade stellt die idealisierte Kettenbahn dar, die sich durch die Anordnung der Führung ergibt.



**Bild 5:** Lage der Führung bei Sehnen- und Tangentenanordnung

Eine charakteristische Größe für die Sehnen- und Tangentenanordnung ist die **Führungshöhe**  $h$ . Sie ist definiert als der Abstand zwischen der Führungsgerade und einer zur Führungsgeraden parallelen Gerade durch den Teilkreismittelpunkt. Wie Bild 5 zeigt, ergibt sich die Führungshöhe  $h$  zu

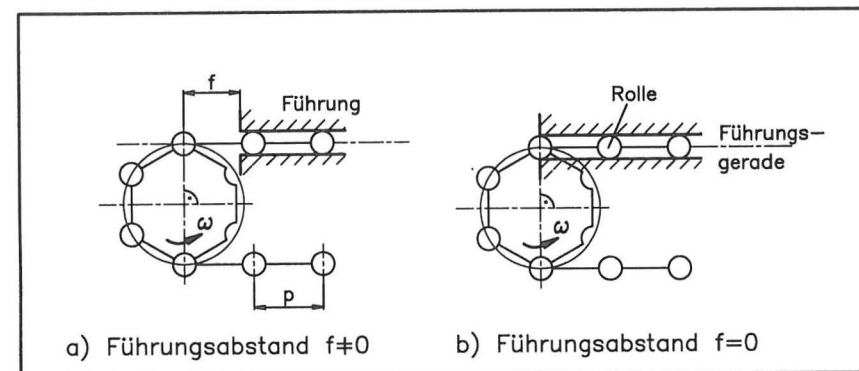
Sehnenanordnung: 
$$h = h_s = \frac{d}{2} \cos \alpha = r \cos \alpha = r \cos \left( \frac{180^\circ}{z} \right) \quad (2)$$

Tangentenanordnung: 
$$h = h_T = \frac{d}{2} = r \quad (3)$$

mit Teilkreisdurchmesser  $d$  bzw. -radius  $r$  und halbem Teilungswinkel  $\alpha$ .

Der Führungsabstand  $f$  wurde in Bild 6 am Beispiel der Tangentenanordnung dargestellt. Der Führungsabstand ergibt sich als der Abstand von der Führung zum Lot auf die Führungsgerade durch den Teilkreismittelpunkt.

Bei einem einfachen Kettensystem ist der Führungsabstand im allgemeinen ungleich Null. Soll der Führungsabstand  $f = 0$  werden, so muß die Führung bis in die Verzahnung des Kettenrades hineinreichen. Dazu sind sowohl an der Führung als auch am Kettenrad geometrische Veränderungen notwendig, die in einem nächsten Abschnitt beschrieben werden. Bei der Sehnenanordnung ist diese geometrische Veränderung bereits bei einem Führungsabstand  $f = p/2$  notwendig.



**Bild 6:** Führungsabstand dargestellt am Beispiel der Tangentenanordnung

Für die Tangentenanordnung hat ein Führungsabstand von  $f = 0$  eine besondere Bedeutung. Hier wird die Rolle von der Führung soweit geführt, bis der Kettenradzahn die Rolle weiterfördert. D. h. die Rolle hängt zu keinem Zeitpunkt frei zwischen Führung und Kettenrad. Die Kette läuft tatsächlich tangential in das Kettenrad ein, was bei einem Führungsabstand  $f \neq 0$  nicht der Fall ist. Dieser Sonderfall soll daher als **Tangenteneinlauf** bezeichnet werden.

Ein Sehnen- oder Tangenteneinlauf liegt nur dann vor, wenn die Kette kontinuierlich von der Führung bis zur Übernahme durch die Verzahnung geführt wird. Dazu ist auch ein bestimmter Führungsabstand  $f$  erforderlich, d. h. folgende Bedingungen müssen erfüllt sein:

Sehnen einlauf: 
$$h = h_s = r \cos \alpha \quad f = f_s = \frac{p}{2} \quad (4)$$

Tangenteneinlauf: 
$$h = h_T = r \quad f = f_T = 0 \quad (5)$$

Der Sehnen- und Tangenteneinlauf bilden damit einen Sonderfall der Sehnen- bzw. Tangentenanordnung.

## 2.2 Ungleichförmigkeitsgrad

Das kinematische Verhalten eines Kettentriebs kann durch verschiedene Kenngrößen beschrieben werden. Die folgenden Darstellungen beschränken sich auf den **Ungleichförmigkeitsgrad**  $\delta$ , da er relativ leicht zu bestimmen ist und eine hohe Aussagekraft hat.

Die Veränderung der Trumgeschwindigkeit bewirkt, daß die Drehzahl des Abtriebskettenrades schwankt und sich damit auch das effektive Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{eff}}$  in den Grenzen  $i_{\text{min}} \leq i_{\text{eff}} \leq i_{\text{max}}$  periodisch ändert. Die Übersetzung  $i_m$  (in der Literatur auch oft nur mit  $i$  bezeichnet) gibt im Gegensatz dazu das Verhältnis der Zähnezahlen von Antriebs- zu Abtriebskettenrad an. Der Ungleichförmigkeitsgrad  $\delta$  ist definiert als

$$\delta = \frac{v_{\text{max}} - v_{\text{min}}}{v_m} = \frac{i_{\text{max}} - i_{\text{min}}}{i_m} \quad (6)$$

und liegt je nach Zähnezahl, Übersetzungsverhältnis und Achsabstand zwischen 0,1% und 30%. Eine genaue Angabe des Ungleichförmigkeitsgrades in Abhängigkeit von diesen Parametern ist nicht möglich. LUBRICH [6] gibt eine Näherungsgleichung zur Abschätzung des kleinsten und größten Ungleichförmigkeitsgrades in Abhängigkeit von der Zähnezahl und der Trumlänge an. Die gefundenen Beziehungen sind jedoch so komplex und unanschaulich, daß die Ergebnisse bisher keinen Eingang in die gebräuchliche Literatur gefunden haben. Auf Grundlage des Modell eines einfachen Kettentriebs (vgl. Bild 3) gibt RACHNER [1] die Grenzen des Ungleichförmigkeitsgrades in einem Diagramm an. Für Zähnezahlen größer als 17 Zähne liegt danach der Ungleichförmigkeitsgrad  $\delta$  nur noch in einer Größenordnung von 0,1% bis 2%. Es muß allerdings an dieser Stelle ausdrücklich darauf hingewiesen werden, daß die mit dem einfachen Modell gewonnen kinematischen Zusammenhänge immer den günstigsten Fall darstellen. Ein in der Praxis ausgeführter Kettentrieb wird im allgemeinen ein deutlich schlechteres Betriebsverhalten aufweisen.

Durch den Einsatz von relativ einfachen und kostengünstigen Kettenführungen können bei kleinen Zähnezahlen oder hohen Anforderungen sowohl der Einlaufstoß als auch der Ungleichförmigkeitsgrad deutlich gemildert werden. Dies führte dazu, daß heute Kettenführungen

in vielen Bereichen der Antriebs-, Bewegungs- und Fördertechnik als ein wirksames Mittel zur Reduzierung des Polygoneffekts zu finden sind.

## 3 Aspekte zur Festlegung der Führungen am Kettentrieb

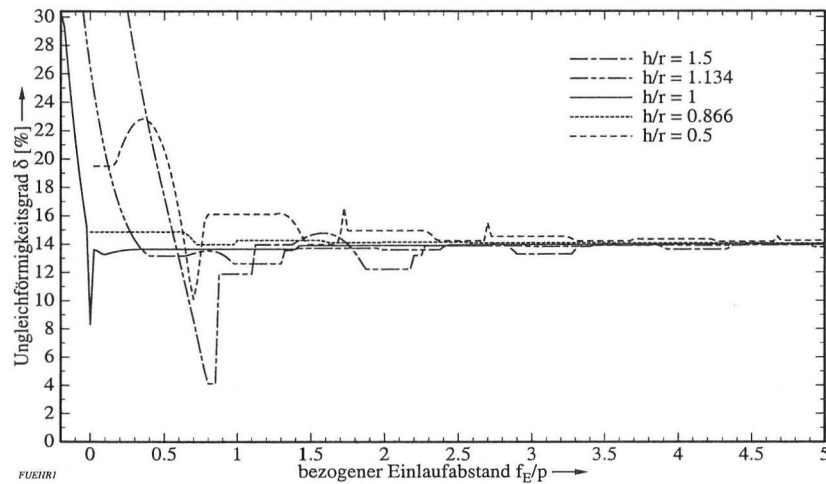
Für das kinematische Verhalten eines Kettentriebs mit Führungen sind die Führungshöhe und der Führungsabstand von entscheidender Bedeutung. Mit der Angabe dieser Maße durch den Konstrukteur wird bei gegebener Zähnezahl (und Teilung) das kinematische Verhalten festgelegt.

In den beiden nächsten Abschnitten wird daher der Einfluß der Führungsgeometrie und der Zähnezahl am Beispiel der Kenngröße Ungleichförmigkeitsgrad beschrieben. Danach erfolgt eine Gegenüberstellung zu dem meßtechnisch ermittelten Wirkungsgrad in Abhängigkeit der Führungshöhe. Ziel ist es, aus den theoretischen und experimentellen Untersuchungen Empfehlungen für die Gestaltung einer Führung abzuleiten.

### 3.1 Einfluß der Führungsgeometrie

Zur Untersuchung des Einflusses der Führungshöhe sei zunächst der Ungleichförmigkeitsgrad  $\delta$  betrachtet, dessen Verlauf für fünf verschiedene Führungshöhen in Bild 7 über dem auf die Teilung  $p$  bezogenen Einlaufabstand  $f_E$  aufgetragen ist. Die Darstellung über dem Einlaufabstand ist im Prinzip gleichbedeutend mit einer Darstellung über dem Führungsabstand  $f$ , da mit zunehmendem Einlaufabstand auch der Führungsabstand größer wird.

Kennzeichnend für den Ungleichförmigkeitsgrad ist, daß er für alle Führungshöhen mit zunehmendem Einlaufabstand (Führungsabstand) gegen einen Grenzwert strebt; für die in Bild 7 dargestellten Parameter beträgt der Ungleichförmigkeitsgrad  $\delta_\infty = 14,03\%$ .



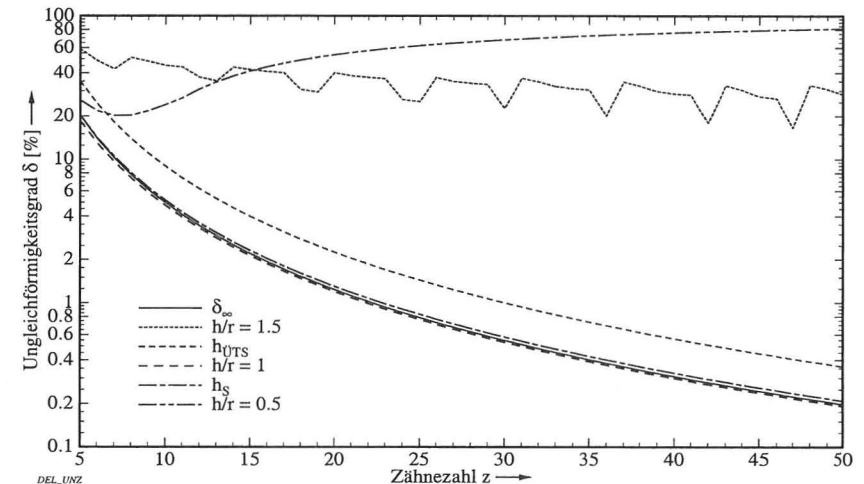
**Bild 7:** Ungleichförmigkeitsgrad  $\delta$  über dem auf die Teilung  $p$  bezogenen Einlaufabstand  $f_E$  in Abhängigkeit der bezogenen Führungshöhe  $h/r$  (Daten:  $z = 6$ ;  $p = 25.4$  mm)

Zusammenfassend läßt sich festhalten:

- Der Ungleichförmigkeitsgrad  $\delta$  strebt für große Einlaufabstände einem Grenzwert zu, der nur von der Zähnezahl des Antriebsrades abhängt. Ist der Einlaufabstand größer als drei Teilungen, dann sind die Unterschiede zwischen verschiedenen Führungshöhen nur noch sehr gering.
- Der Ungleichförmigkeitsgrad verläuft für Führungsanordnungen zwischen der Tangenten- und der Sehnenanordnung weitgehend linear über dem Führungsabstand; der Unterschied zwischen Tangenten- und Sehnenanordnung ist insgesamt gering.
- Bei der Tangentenanordnung steigt der Ungleichförmigkeitsgrad mit zunehmendem Führungsabstand an; das Minimum wird beim Tangenteneinlauf erreicht.
- Sind die Einlaufabstände negativ, dann nimmt der Ungleichförmigkeitsgrad bei allen Führungshöhen sehr stark zu. Für den Einlaufabstand null sind Führungshöhen oberhalb der Tangentenanordnung zu vermeiden.

### 3.2 Einfluß der Zähnezahl

Bei den bisherigen Betrachtungen wurde ein Kettentrieb mit einer Zähnezahl von  $z = 6$  zugrundegelegt. In diesem Abschnitt wird nun die Zähnezahl variiert und der Ungleichförmigkeitsgrad  $\delta$  betrachtet.



**Bild 8:** Logarithmische Darstellung des Ungleichförmigkeitsgrades  $\delta$  über der Zähnezahl  $z$  mit der bezogenen Führungshöhe als Parameter (Daten:  $p = 25.4$  mm;  $f_E = 0.01p$ )

In Bild 8 ist der Ungleichförmigkeitsgrad  $\delta$  im logarithmischen Maßstab über der Zähnezahl  $z$  in Abhängigkeit von der Führungshöhe dargestellt. Für diese Darstellung wurde ein Einlaufabstand  $f_E$  gewählt, der nahe bei dem Wert Null liegt. Die Wahl dieses Einlaufabstandes erfolgte auf Grund folgender Überlegung: Beträgt der Einlaufabstand ein ganzzahliges Vielfaches der Teilung, dann sind die Auslaufereigenschaften besonders günstig. Wählt man eine beliebige Anzahl Teilungen  $p$  als Einlaufabstand, dann sind die Unterschiede zwischen den unterschiedlichen Führungshöhen u. U. nicht mehr klar zu erkennen; d. h. man kann nicht zwangsläufig von diesem Einlaufabstand auf das Verhalten über der Zähnezahl für beliebige Einlaufabstände schließen. Auf der anderen Seite hat sich im letzten Abschnitt ergeben, daß bei einem Einlaufabstand von  $f_E = 0$  bei der Tangentenanordnung die Kenngrößen besonders günstig sind. Die Wahl eines Einlaufabstandes, der dicht neben solch einem günstigen Einlaufabstand liegt ( und 1% der Teilung beträgt) hat zudem noch den Vorteil, daß damit



auch Ungenauigkeiten der Führungsanordnung (z. B. Fertigungs- und Montagetoleranzen) erfaßt werden.

Als Parameter wurden die auf den Teilkreisradius bezogene Führungshöhe  $h/r$  und der Ungleichförmigkeitsgrad  $\delta_\infty$  (für sehr große freie Trumlängen) in Bild 8 aufgetragen. Neben den beiden extremen Führungshöhen  $h = 1.5r$  und  $h = 0.5r$  wurde die Tangentenanordnung ( $h/r = 1$ ), die Sehnenanordnung ( $h_S$ ) und die Führungshöhe  $h_{\text{ÜTS}}$  (die keine eigene Bezeichnung erhält) berücksichtigt. Die Führungshöhe  $h_{\text{ÜTS}}$  ist um den Abstand Tangente - Sehne größer als der Teilkreisradius; d. h. es handelt sich um eine Anordnung der Führung symmetrisch zur Sehnenanordnung oberhalb der Tangentenanordnung.

Wie Bild 8 zeigt, konvergieren die Graphen des Ungleichförmigkeitsgrades für Führungshöhen zwischen  $h_{\text{ÜTS}}$  und  $h_S$  mit zunehmender Zähnezahlszahl sehr schnell gegen null. Die Graphen für den Ungleichförmigkeitsgrad  $\delta_\infty$ , die Tangenten- ( $h/r = 1$ ) und die Sehnenanordnung ( $h_S$ ) liegen so dicht beieinander, daß bei dem gewählten Maßstab der Darstellung kaum ein Unterschied zu erkennen ist.

Zusammenfassend ist festzuhalten:

- Für sehr kleine Einlaufabstände und Führungshöhen in der Nähe der Tangentenanordnung kann das Verhalten des Ungleichförmigkeitsgrades  $\delta$  in Abhängigkeit von der Zähnezahlszahl  $z$  sehr gut mit dem Ungleichförmigkeitsgrad für sehr große Starrkörperlängen  $\delta_\infty$  beschrieben werden.
- Anordnungslagen zwischen Tangenten- und Sehnenanordnung unterscheiden sich kaum.
- Mit steigender Zähnezahlszahl sollen zur Vermeidung eines großen Ungleichförmigkeitsgrades Führungshöhen, die stark von der Tangentenanordnung abweichen, vermieden werden.

### 3.3 Wirkungsgrad

Der Wirkungsgrad  $\eta$  ist das Verhältnis von Nutzarbeit  $W_{\text{Nutz}}$  zu zugeführter Arbeit  $W_{\text{Zu}}$ , wobei letztere aus Nutz- und Verlustarbeit besteht:

$$\eta = \frac{W_{\text{Nutz}}}{W_{\text{Zu}}} \quad (7)$$

Stimmt die Zeitspanne  $\Delta t$  von zugeführter Arbeit und Nutzarbeit überein, kann der Wirkungs-

grad auch über die Leistungszufuhr und -abgabe berechnet werden. Für den Fall des Kettentriebs kann man damit die Leistung  $P$  als Produkt von Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  und Drehmoment  $M$  schreiben (Index g: getrieben; Index t: treibend):

$$\eta = \frac{P_g}{P_t} = \frac{\omega_g M_g}{\omega_t M_t} \quad (8)$$

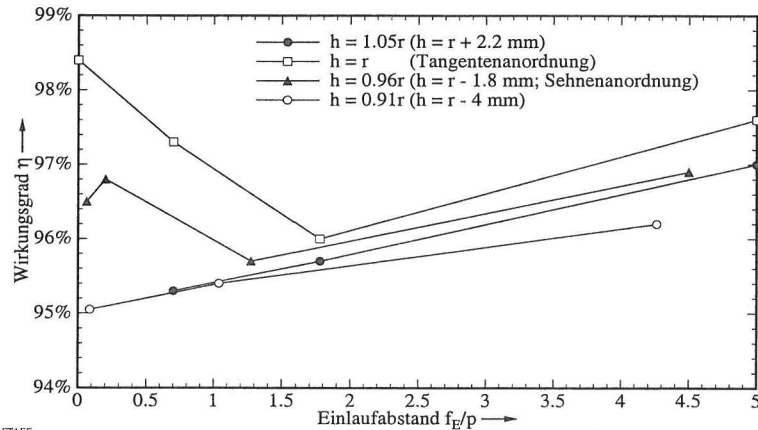
Wie aus Gl. 8 zu sehen ist, müssen zur Berechnung des Wirkungsgrades entweder die Leistungen an An- und Abtrieb oder die Drehmomente und -zahlen an An- und Abtrieb bekannt sein. Es ist auch festzuhalten, daß der Wirkungsgrad nicht mit einer Meßgröße direkt gemessen werden kann. Die Bestimmung des Wirkungsgrades am Kettentrieb wurde wegen der bereits vorhandenen Meßeinrichtung durch einen Vergleich von Drehmoment und Drehzahl bestimmt. Die Zeitspanne  $\Delta t$  zur Messung der Drehmomente muß wegen der vom Polygoneffekt hervorgerufenen Bewegungsungleichmäßigkeiten mindestens eine (oder ein ganzzahliges Vielfaches der) Ungleichförmigkeitsperiode betragen. Für diesen Fall kann das Verhältnis der Winkelgeschwindigkeiten durch die (mittlere) Übersetzung des Kettentriebs  $i_m$  ersetzt werden; die Drehmomente sind entsprechend über die Ungleichförmigkeitsperiode(n) zu mitteln. Da die Winkelgeschwindigkeiten nicht mehr benötigt werden, läßt sich der Wirkungsgrad vereinfacht berechnen:

$$\eta = \frac{\overline{M}_{g \text{ UP}}}{i_m \overline{M}_{t \text{ UP}}} \quad (9)$$

Zur Messung der Drehmomente werden die im An- und Abtriebsstrang eingebauten Drehmomentmeßwellen mit Auswerteelektronik eines Kettenprüfstandes verwendet (vgl. [4, 7]).

In Bild 9 ist der gemessene Wirkungsgrad über dem bezogenen Einlaufabstand wiederum mit der Führungshöhe als Parameter aufgetragen. Am höchsten wird der Wirkungsgrad bei der Tangentenanordnung, am niedrigsten bei den beiden Anordnungen, die am weitesten von der Tangentenanordnung wegliegen. Für Einlaufabstände  $f > 4p$  entsprechen die Werte der Graphen weitgehend dem Wirkungsgrad des ungeführten Kettentriebs. Wie Vorversuche gezeigt haben, erhöht sich der Wirkungsgrad bei einer weiteren Vergrößerung des Einlaufabstandes nicht mehr. Die Graphen für die Tangenten- und Sehnenanordnung weisen im Gegensatz zu den beiden anderen Graphen ein deutlich sichtbares Minimum auf. Am größten wird der Wirkungsgrad, wenn bei der Tangenten- und Sehnenanordnung der Einlaufabstand gegen null geht. Aus dem "Knick" im Graphen für die Sehnenanordnung kann

dabei nicht auf eine Verringerung des Wirkungsgrades bei sehr kleinen Führungsabständen geschlossen werden; vielmehr wird hier der Einfluß von Montage- und Meßungenauigkeiten deutlich.



ETAPE

**Bild 9:** Gemessener Wirkungsgrad  $\eta$  aufgetragen über dem auf die Teilung  $p$  bezogenen Einlaufabstand  $f_E$  mit der Führungshöhe als Parameter (Daten:  $z = 11$ ,  $\tau = 32.7^\circ$ ,  $r = 45.078$  mm,  $i_m = 1$ ,  $a = 774.4$  mm,  $n = 212$  min $^{-1}$ ,  $M = 45$  Nm)

Mit der Verringerung des Wirkungsgrades wird der Geräuschpegel (subjektiv) größer. Der meßtechnische Nachweis ist allerdings schwierig, da Messungen des Schalldruckpegels im Nahfeld des Kettentriebs problematisch sind. In guter Näherung kann man sagen, daß eine gut justierte Führung durch einen ruhigen Lauf des Kettentriebs zu erkennen ist.

Es ist folgendes festzuhalten:

- Der Wirkungsgrad wird umso niedriger, je weiter die Führung von der Tangentenanordnung entfernt liegt.
- Ist der Einlaufabstand größer als das drei- bis vierfache der Teilung, dann liegt der Wirkungsgrad in der gleichen Größenordnung wie beim ungeführten Kettentrieb.
- Für Einlaufabstände, die dem ein- bis zweifachen der Teilung entsprechen, kann der Wirkungsgrad deutlich kleiner werden als beim ungeführten Kettentrieb.
- Der mit Abstand am höchste Wirkungsgrad wird bei einem Tangenteneinlauf erreicht.

Vergleicht man die auf Grundlage des kinematischen Modells berechneten Verläufe von Ungleichförmigkeitsgrad  $\delta$  mit dem experimentell bestimmten Wirkungsgrad, so stellt man Übereinstimmung in folgenden Punkten fest:

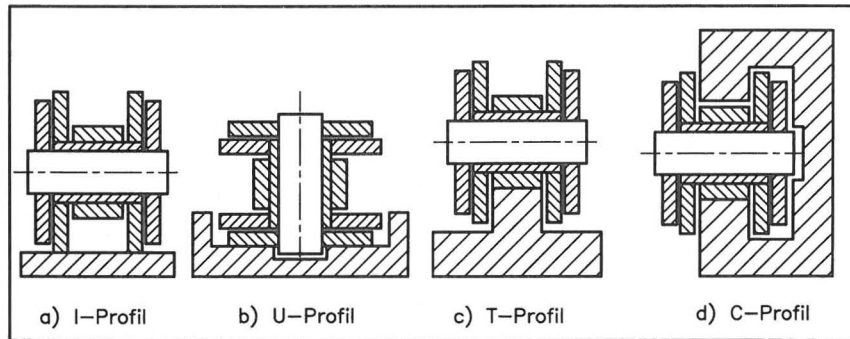
- Ab einem Einlaufabstand von  $f_E = 2p$  hat die Führungshöhe keinen wesentlichen Einfluß mehr auf das kinematische Verhalten des Kettentriebs
- Kettentriebe mit Führungen, die sehr weit über der Tangentenanordnung liegen, haben insgesamt die ungünstigsten Eigenschaften
- Die Tangentenanordnung ist im allgemeinen günstiger als die Sehnenanordnung
- Der Tangenteneinlauf zeigt erheblich bessere Ergebnisse als benachbarte Anordnungen

## 4 Hinweise für die Praxis

### 4.1 Führungsprofil und Kettenrad

Die Rollenkette kann entweder über ihre Laschen oder über die Kettenrolle geführt werden. Bild 10 zeigt unter a und b Führungen mit einem I- bzw. U-Profil, bei deren Verwendung die Laschen über die Führung gleiten. Da Gleitreibungsverhältnisse vorliegen, ist die zulässige Kettengeschwindigkeit stark beschränkt. Eingesetzt werden diese Profilformen daher bis zu einer Kettengeschwindigkeit von  $v \leq 1$  m/s. Vorzuziehen sind dagegen die T- und C-Profile, da hier Rollreibungsverhältnisse zwischen Rolle und Führungselement vorliegen. Je nach Schmierbedingungen sind Kettengeschwindigkeiten von bis zu 5 m/s üblich. Die I-, U- und T-Profile können bei Bedarf sowohl unterhalb als auch oberhalb der Kette angeordnet werden.

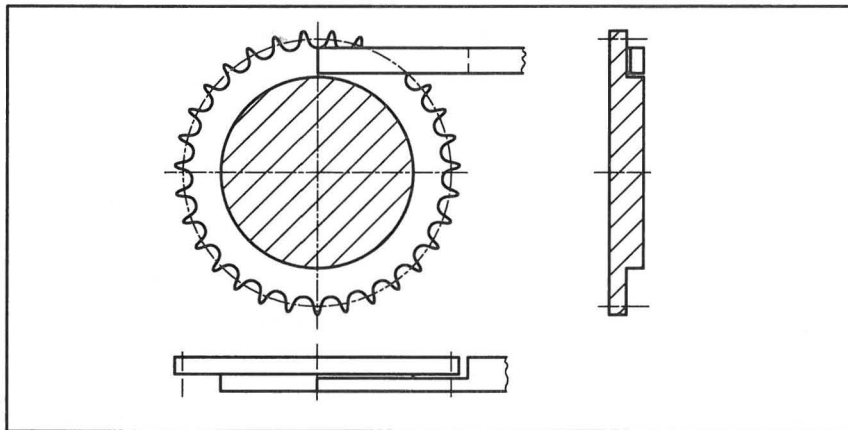
Die Werkstoffauswahl der Führungselemente hängt stark von dem Anwendungszweck (ggf. Berücksichtigung äußerer Kräfte), der Umgebungstemperatur, den Schmierbedingungen und der Kettengeschwindigkeit ab. Standardmäßig finden Halbzeuge aus Polyethylen (Werkstoff "S", PE 55) oder Polyamid PA 12G Verwendung. Einige Hersteller bieten ein reichhaltiges Sortiment zur Gestaltung nahezu beliebiger Kettenbahnen an. Bei höheren Umgebungstemperaturen oder größeren Kettengeschwindigkeiten werden Führungselemente aus Messing oder Stahl eingesetzt. Zur Reduzierung des Verschleißes bei sehr hohen Kettengeschwindigkeiten und begrenzter Schmiermöglichkeit werden sogar oberflächengehärtete Stahlführungselemente und geschliffene Rollen verwendet.



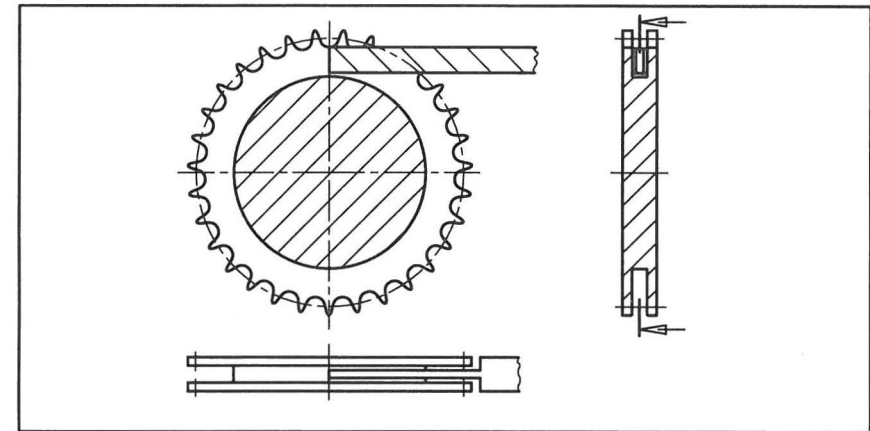
**Bild 10:** Profilformen von Führungen (Prinzipdarstellung)

#### 4.2 Kettenrad und Führungsgeometrie

Ist die Führung in einem genügend großen Abstand vom Kettenrad angeordnet, so hat die Führung keinen Einfluß auf die Gestaltung des Kettenrades. Es können daher handelsübliche Kettenräder verwendet werden. Führungen der T- oder C-Form haben im allgemeinen die gleiche Breite wie das Kettenrad.



**Bild 11:** Drehung am Kettenrad dargestellt am Beispiel des Tangenteneinlaufs



**Bild 12:** Einstich am Kettenrad dargestellt am Beispiel des Tangenteneinlaufs

Soll dagegen ein Sehnen- oder Tangenteneinlauf realisiert werden, so müssen am Kettenrad und an der Führung geometrische Änderungen vorgenommen werden. Die Führung muß die Rolle bis zum Teilkreis führen; d. h. im Bereich der Führung darf keine Verzahnung sein. In der Praxis wird dies beispielsweise durch eine Drehung (s. Bild 11) oder durch einen Einstich (s. Bild 12) am Kettenrad erreicht. In beiden Fällen wird die Breite des Kettenrades und damit auch die Tragfähigkeit der Verzahnung deutlich reduziert. Wird die Führungsschiene am Führungsende in der Breite reduziert, so nennt man diesen Teil der Führungsschiene auch Führungsschwert.

Ergänzend sei angemerkt, daß der Sehnen- oder Tangenteneinlauf auch durch andere konstruktive Änderungen erreicht werden kann. Beispielsweise ist es möglich, die Kettenbolzen beidseitig zu verlängern und darauf zusätzliche drehbare Stützrollen zu montieren. Diese Stützrollen laufen dann auf Führungsbahnen, die seitlich am Kettenrad vorbeigehen. In der Praxis ist diese Art von Führungsanordnung kaum anzutreffen, da die gesamte (u. U. sehr lange) Kette verändert werden muß. Die Kette stellt damit eine Sonderkonstruktion dar, die relativ teuer ist von einem Kettenhersteller bezogen werden muß. Eine Änderung des Kettenrades läßt sich dagegen leicht vom Kettenanwender selbst herstellen, indem ein Standardkettenrad nachbearbeitet wird.

### 4.3 Gestaltungshinweise

Im folgenden werden in komprimierter Form einige Hinweise für den in der Praxis tätigen Konstrukteur zusammengestellt. Obwohl neben den theoretischen Betrachtungen auch auf zahlreiche Untersuchungen an ausgeführten Verpackungs- und Druckmaschinen zurückgegriffen werden konnte, müssen die hier aufgeführten Hinweise nicht auf jede Anwendung zutreffen.

Wenn Führungen am Kettentrieb verwendet werden, dann empfiehlt sich die Realisierung des Tangenteneinlaufs im Lasttrum. Dabei sollte eine Führungsbahn sowohl unterhalb als auch oberhalb des Lasttrums angeordnet werden. Falls der Leertrum zusätzlich noch abgestützt wird, ist mit einem höheren Wirkungsgrad und einem ruhigeren Lauf zu rechnen. Erscheint die Führung mit Tangenteneinlauf zu kostspielig, dann sollte auf eine Tangenten-anordnung zurückgegriffen werden, bei der die Führung so nahe wie möglich an das Kettenrad herangeführt wird. Wird der Führungsabstand allerdings größer als drei Teilungen, so verhält sich der geführte Kettentrieb kinematisch wie ein ungeführter Kettentrieb.

Bei der Tangenten-anordnung wird der für den Bezug wichtige Teilkreis nicht über die Nenteilung sondern über die mittlere Teilung der Kette bestimmt. Zu berücksichtigen ist, daß die Nennlänge bei handelsüblichen Ketten (zulässigerweise) erheblich überschritten wird, was bei großen Kettenlängen u. U. nicht mehr vernachlässigt werden kann. Mit dem Kettenlieferant können ggf. auch kleinere Toleranzfelder vereinbart werden. Bei 1/2"- und 1"-Rollenketten hat sich gezeigt, daß ein Spiel zwischen (größter) Kettenrolle und Führungsbahn von 0.2 bis 0.5 mm ausreicht. Wegen der zu erwartenden Verschleißblängung sollte das Spiel zwischen Kettenrolle und oberer Führungsbahn eingestellt und mit einer Lehre geprüft werden. Durch Anheben der Kette von Hand kann geprüft werden, ob noch ein Kettenlängs-spiel vorhanden ist, d. h. ob die Kette nicht zu stramm gespannt wurde. Die Breite der Führungsbahn entspricht im allgemeinen der Breite der Verzahnung. Kann der Achsabstand verändert werden, so ist dafür zu sorgen, daß das Führungsschwert bzw. das Führungsende auch entsprechend nachgestellt werden kann.

Soll ein Tangenteneinlauf realisiert werden, dann ist die Breite der Kettenräder zu reduzieren. Eine Andrehung am Kettenrad ist im allgemeinen einfacher und kostengünstiger herzustellen als ein Einstich und ist daher zu bevorzugen; allerdings muß die seitliche Führung der Kette weiterhin sichergestellt sein. Dies ist beispielsweise der Fall, wenn parallele Kettenstränge

miteinander verbunden sind oder die Kette durch Führungselemente über den gesamten durchlaufenen Umfang des Kettenrades geführt wird. Bei einsträngigen Kettentrieben oder ungenügender Seitenführung der Kette ist der Einstich zu bevorzugen, da sonst ein starker Verschleiß an Kette und Führung zu erwarten ist. Die verbleibende Zahnbreite sollte in etwa die Hälfte der ursprünglichen Zahnbreite nicht unterschreiten. Allerdings darf auch die Breite und die Höhe des Führungsschwertes nicht zu klein gewählt werden, da sich sonst das Führungsschwert unter der Zugkraft der Kette durchbiegt (Vorschlag: Breite mindestens ein Drittel der ursprünglichen Zahnbreite, Höhe mindestens Rollendurchmesser). Tritt trotzdem ein Rattern oder ein starker Verschleiß auf der Laufbahn des Führungsschwertes auf, so kann eine zu hohe Kettenzugkraft die Ursache sein. Läßt sich die Kettenzugkraft nicht verringern und die Biegesteifigkeit des Führungsschwertes nicht weiter erhöhen, dann muß die Führung neben der Kette angebracht werden. Auf diesen parallel zu der Kettenbahn verlaufenden Führungen können sich entweder bei Sonderketten auf einem verlängerten Bolzen zusätzlichen angebrachte Rollen abstützen oder es wird eine Duplex- oder Triplex-kette verwendet. In der Regel sind diese beiden Alternativen sehr kostspielig.

Aus Kostengründen sollten die Führungen aus Halbzeugen hergestellt werden. Einige Hersteller bieten ein reichhaltiges Sortiment zur Gestaltung nahezu beliebiger Kettenbahnen an. Die meist auf der Basis von Polyethylen hergestellten Führungselemente lassen sich sehr einfach nachbearbeiten und bieten im Rahmen der von den Herstellern angegebenen Einsatzgrenzen (zulässige Last, Geschwindigkeit und Temperatur) ein breites Anwendungsfeld. Erfahrungsgemäß werden diese Führungen oft durch Schwingungen zerstört, die insbesondere im Leertrum und bei relativ großem Spiel zwischen Kettenrolle und Führung auftreten. Ein kleineres Spiel und/oder der Einsatz eines Kettenspanners kann hier Abhilfe schaffen. Beim Tangenteneinlauf sind Führungen aus Kunststoff als Führungselement direkt am Kettenrad wegen der geringen Breite weniger geeignet. Hier empfiehlt sich der Einsatz von Stahlführungen, deren Laufflächen nur in Ausnahmefällen (sehr hohe Kettengeschwindigkeiten und/oder begrenzte Schmiermöglichkeit) vergütet werden sollten. Zu bedenken ist, daß sich nicht jede Kettenrolle immer dreht, so daß zumindestens zeitweise Gleitreibungsverhältnisse vorliegen können.

Bei Kettentrieben mit in regelmäßigen Abständen angeordneten Mitnehmern wird oft die Kettenlänge zwischen den Mitnehmern toleriert. Zu kleine Toleranzen können den Wunsch nach einer möglichst "genauen" Kette jedoch ins Gegenteil verkehren. Da die Ketten aus

Einzelteilen zusammengesetzt werden, deren Abmaße statistischen Schwankungen unterliegen, führt dies im allgemeinen dazu, daß die Teilungen innerhalb der Kette stärker schwanken. Im Betrieb kann daher das dynamische Verhalten negativ beeinflußt werden. Bei einigen Anwendungen ist ferner noch der Rollenschlag zu beachten, der herstellungsbedingt oft größer ist als die tatsächliche Teilungsabweichung. Bei einer tolerierten Kettenlänge sollte daher neben der zulässigen Abweichung der Teilung auch der zulässige Rollenschlag angegeben sein. Zur Erreichung maßgenauer Kettenstränge bietet beispielsweise der Kettenhersteller Arnold & Stolzenberg eine EDV-sortierte Kettenzusammenstellung an.

Bei Kettentrieben mit langgliedrigen Rollenketten nach DIN 8181 werden aus Kostengründen oftmals Kettenräder für Rollenketten nach DIN 8187 verwendet. Diese Kettenräder verfügen dann über eine Zähnezahl, bei der nur jeder zweite Zahn von der Kette tatsächlich genutzt wird. Da der Teilungsabstand auf dem Teilkreis nicht mit der Teilung der Kette übereinstimmt, führt dies zu einer unnötigen Geräuschentwicklung und zu einem stärkeren Verschleiß der Kette. Für langgliedrige Rollenketten nach DIN 8181 sollten daher unbedingt die entsprechenden Kettenräder verwendet werden.

Das kinematische Verhalten der Kette oder der an der Kette montierten Mitnehmer wird auch durch das Kettenrad mit der kleinsten Zähnezahl beeinflußt (ggf. auch Kettenspanner beachten). Grundsätzlich sind die Zähnezahlen so groß wie möglich zu wählen. Daher sollten die Radien der Führungsbahn, Stützräder und -rollen keine kleineren Krümmungsradien (Teilkreise) als das kleinste Kettenrad aufweisen.

Abschließend sei angemerkt, daß der Einsatz von Kettenführungen zwar das Einsatzgebiet von Ketten und den Gestaltungsspielraum des Konstrukteurs erweitert, aber zu zusätzlichen Kosten führen. Zu bedenken ist ferner, daß auch eine hohe Kettenqualität erforderlich ist. So kann beispielsweise die Schiefstellung von Bolzen zu einem vorzeitigen Versagen führen und eine sehr ungleichmäßige Kettenteilung kann unerwünschte dynamische Effekte hervorrufen. Gute Laufeigenschaften zeigen insbesondere Ketten mit fließgepreßten Buchsen und Rollen.

## 5 Schrifttum

- [1] RACHNER, H.-G.: Stahlgelenkketten und Kettentriebe  
Berlin: Springer Verlag, 1962
- [2] MÜLLER, J. (Hrsg.): Getriebetechnik Rollenkettengetriebe  
1. Aufl., Berlin: VEB Verlag Technik, 1983
- [3] BERENTS, R. et al: Handbuch der Kettentechnik  
Einbeck: Arnold & Stolzenberg GmbH, 1989
- [4] DÖRSAM, EDGAR: Kinematische Untersuchungen an Rollenkettenrieben mit Kettenführung  
Fortschr.-Ber. VDI Reihe 1 Nr. 250. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1995
- [5] WELKE, L.; MÜLLER, J.: Dimensionierungsrichtlinie für Rollenkettengetriebe mit Spanneinrichtung  
Konstruktion 44 (1992), S. 349 - 355
- [6] LUBRICH, W.: Beitrag zur Kinematik der Kettentriebe  
Dissertation RWTH Aachen, 1956
- [7] RAAB, W.; H. BINZ: Drehmoment- und Drehzahlmessung an einem Kettenprüfstand  
Messtechnische Briefe 20 (1984) 2, S. 35 - 40