

# Kennwerte zur Konstruktion von Spiralförderern

Dr.-Ing. P. Grundmann, Ingenieurhochschule Berlin-Wartenberg, Sektion Mathematisch-naturwissenschaftliche und technische Grundlagen  
Dipl.-Ing. H. Dobat, NAUTECH Maschinenbau GmbH Nauen

## Verwendete Formelzeichen

|          |   |  |
|----------|---|--|
| b        | m | Drahtbreite                                  |
| d        | m | Drahtdurchmesser                             |
| $d_a$    | m | Außendurchmesser                             |
| h        | m | Drahthöhe                                    |
| $l_f$    | m | Länge der Förderstrecke                      |
| $l_k$    | m | Länge einer gekrümmten Teilstrecke           |
| $l_{sr}$ | m | Länge einer geneigten geraden Teilstrecke    |
| $l_w$    | m | Länge einer geraden waagerechten Teilstrecke |
| r        | m | Krümmungsradius                              |
| s        | m | Steigung                                     |
| $\beta$  | ° | Krümmungswinkel                              |
| $\delta$ | ° | Neigungswinkel                               |

## 1. Problem

Spiralförderer sind stationäre Stetigförderer für die Förderung und Verteilung von Trokkenalrmischfütter. Ihr Wirkprinzip entspricht dem eines Schneckenförderers mit einer Bandförderschnecke. Um die Einsatzmöglichkeiten von Spiralförderern in Anlagen der Tierproduktion abschätzen zu können, sind Kenntnisse über die Konstruktions- und Betriebsparameter sowie über deren Einfluß auf Durchsatz und Leistungsbedarf erforderlich.

## 2. Konstruktions- und Betriebsparameter

### 2.1. Förderorgan

Das Förderorgan ist eine Schraubenfeder aus Draht (runder oder rechteckiger Querschnitt) in eingängiger Ausführung mit gleichbleibender Steigung (Bild 1). Das gewählte Verhältnis von Drahthöhe zu Drahtbreite liegt bei einem rechteckigen Drahtquerschnitt im Bereich von 2,2 bis 3,0 (Drahthöhe bis 12 mm). Schraubenfedern mit rundem Drahtquerschnitt haben einen Drahtdurchmesser bis 6,3 mm. Das Verhältnis der Steigung zum Außendurchmesser des Förderorgans liegt im Bereich von 0,6 bis 1,0 (Außendurchmesser 30 bis 120 mm). Die Schraubenfedern werden durchgehend aus Federstahl entsprechend der Förderlänge hergestellt.

### 2.2. Tragorgan

Das Tragorgan ist ein geschlossenes formstabiles Rohr, in dem sich die biegsame Schraubenfeder und das Fördergut abstützen (Bild 2).

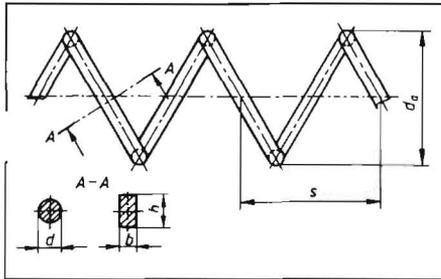


Bild 1. Konstruktive Kenngrößen des Förderorgans eines Spiralförderers

Bild 2. Konstruktive Kenngrößen des Tragorgans eines Spiralförderers:  
a) geradlinige Linienführung  
b) gekrümmte Linienführung

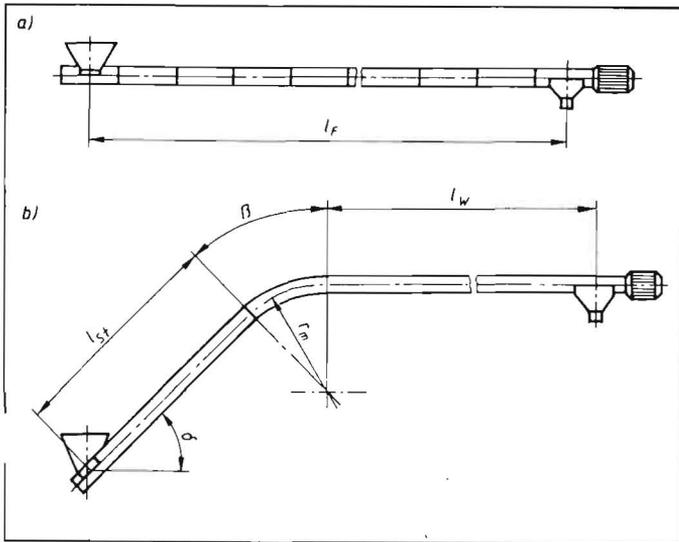
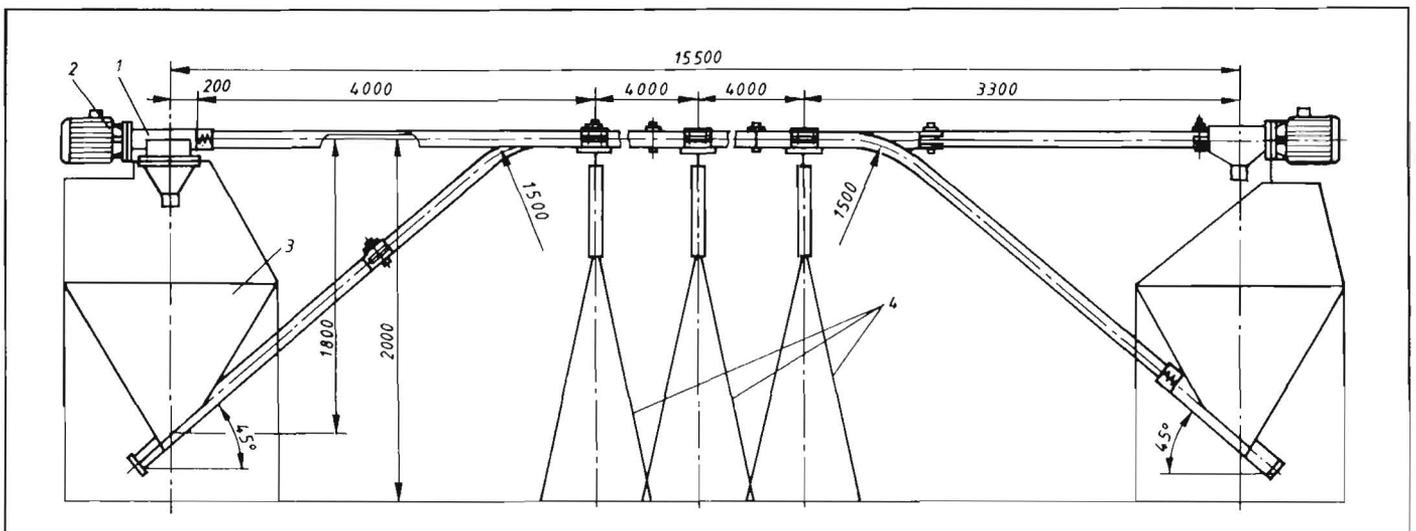
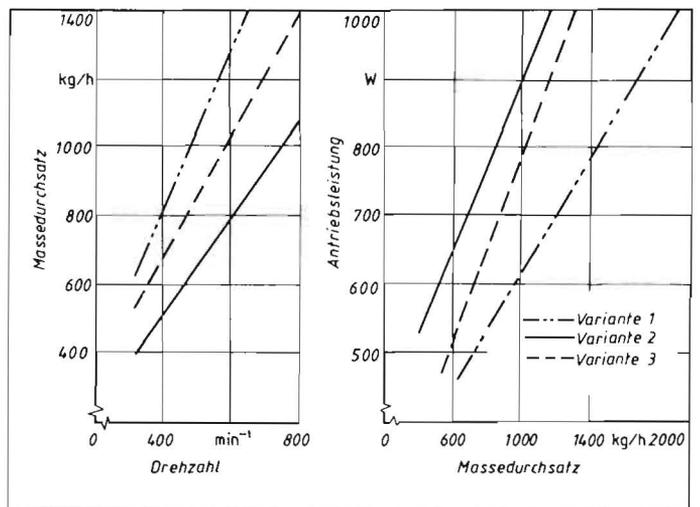


Bild 3. Linienführung der Versuchseinrichtung; 1 Tragorgan mit Gutabgabetrichter, 2 Antrieb, 3 Gutabgabetrichter, 4 Abstützungen

Bild 4. Massedurchsatz und Leistungsbedarf von Spiralförderern



Das Differenzmaß aus dem Innendurchmesser des Mantelrohres und dem Außendurchmesser der Schraubenfeder ist ein funktionswichtiges Konstruktionsmerkmal für die Wirkpaarung Förderorgan/Tragorgan. Für Spiralförderer mit einem Außendurchmesser der Schraubenfeder bis 65 mm liegt das Differenzmaß im Bereich von 5 bis 9,5 mm; für Schraubenfedern mit einem Außendurchmesser von 70 bis 120 mm werden Differenzmaße zwischen 10 mm und 20 mm gewählt. Eingesetzt werden Rohre aus dünnwandigem Stahlrohr (Wanddicke 2,0 bis 3,6 mm) und PVC-Rohre. Die Länge der einzelnen Rohre wird durch Transport, Umschlag, Lagerung und Montage bestimmt. Für eine räumliche Linienführung werden Mantelrohre mit Krümmungsradien zwischen 1500 mm und 3000 mm genutzt. Mit Hilfe unterschiedlich gestalteter Verbindungsschellen werden die Rohre miteinander, mit einem Behälter und mit dem Antrieb verbunden. Horizontal verlaufende, gerade Förderstrecken werden bis zu einer Länge von rd. 120 m und Förderstrecken mit einem gekrümmten Teilabschnitt bis 20 m ausgeführt.

In der Schweineproduktion wird das Tragorgan und damit der Spiralförderer an der Standausrüstung, in der Geflügelproduktion mit Bodenhaltung frei hängend an Drahtseilen befestigt. In der Geflügelproduktion wird der Spiralförderer in den Futtertrog einbezogen.

Durch die Schraubenfeder des Spiralförderers wird das Trockenmischfutter aus einem Aufgabetrichter oder einem Vorratsbehälter aufgenommen und an einer oder an mehreren Gutabgabestellen abgegeben. Die Schraubenfeder wird im Drehzahlbereich von 300 bis 1000 min<sup>-1</sup> betrieben. Häufig ist der Antrieb stirnseitig an das Rohr angeflanscht. Die Abtriebswelle des Motors ragt zentrisch in das Rohr hinein und ist über ein

Kupplungselement mit der Schraubenfeder verbunden. Die Nennleistung der Elektromotoren liegt im Bereich von 0,3 bis 1,5 kW.

### 3. Ergebnisse funktioneller Untersuchungen

Der Einfluß ausgewählter Konstruktions- und Betriebsparameter auf Funktion, Durchsatz und Leistungsbedarf eines Spiralförderers wurde mit Hilfe unterschiedlicher Versuchsvarianten ermittelt.

#### Versuchsvariante 1

Förderorgan: Schraubenfeder aus Federstahldraht mit rundem Drahtquerschnitt (Durchmesser 6,3 mm), Außendurchmesser und Steigung der Schraubenfeder 45 mm. Tragorgan: Rohr aus PVC-h mit einem Innendurchmesser von 54,5 mm.

#### Versuchsvariante 2

Förderorgan und Tragorgan entsprechen der Versuchsvariante 1. Innerhalb der Schraubenfeder befindet sich im Gutaufgabebereich und in dem ansteigenden Rohrabschnitt ein PVC-Kernrohr mit einem Außendurchmesser von 20 mm.

#### Versuchsvariante 3

Förderorgan entspricht der Versuchsvariante 1.

Tragorgan: Stahlrohr mit einem Innendurchmesser von 66 mm.

Die genutzte Förderstrecke (Bild 3) entspricht der für die Gutförderung von einem Mischfuttersilo zu einem Vorratsbehälter im Stall. Gefördert wurde Legehennenmischfutter mit einer Schüttdichte von 660 kg/m<sup>3</sup> und einer Gutfeuchte von 12,5 bis 12,8%. Aus den Untersuchungen folgt, daß es Drehzahlbereiche gibt, in denen durch Resonanz die Funktion eines Spiralförderers nicht mehr gewährleistet ist. Dieser kritische Drehzahlbe-

reich wurde im Leerlauf mit den Versuchsvarianten 1 und 2 bei 930 min<sup>-1</sup> und mit der Versuchsvariante 3 bei 640 min<sup>-1</sup> erreicht. Die Differenz aus dem Außendurchmesser der Schraubenfeder und dem Innendurchmesser des Rohres hat einen wesentlichen Einfluß auf das Schwingungsverhalten eines Spiralförderers.

Der Einfluß der Drehzahl der Schraubenfeder auf den Massedurchsatz und den Leistungsbedarf der Versuchsvarianten ist Bild 4 zu entnehmen.

Der voneinander abweichende Anstieg der Kurven ist auf den unterschiedlichen Förderquerschnitt und den damit im Zusammenhang stehenden unterschiedlichen spezifischen Bewegungswiderstand zurückzuführen. Der lineare Kufenverlauf ermöglicht die Anwendung der bekannten Berechnungsansätze für Schneckenförderer [1] zur Bestimmung des Durchsatzes und des Leistungsbedarfs von Spiralförderern für Schraubenfederdrehzahlen bis 800 min<sup>-1</sup>. Durch weitere experimentelle Untersuchungen sind die dafür erforderlichen Beiwerte zur Berücksichtigung der Neigung und der Krümmung einer Förderstrecke sowie der Reibung des Fördergutes zu ermitteln.

### 4. Zusammenfassung

Ausgehend vom Aufbau und von der Wirkungsweise von Spiralförderern werden Kennwerte wesentlicher Konstruktions- und Betriebsparameter dargestellt. Für ausgewählte Spiralförderer werden experimentell ermittelte Untersuchungsergebnisse zum Durchsatz und zum Leistungsbedarf angegeben.

### Literatur

[1] Pajer, G.: Stetigförderer. Berlin: Verlag Technik 1988. A 5958

## Zur Berechnung und Dimensionierung von Stegkettenförderern in mobiler Grobfutterverteilterchnik

Dipl.-Ing. O. Muschner

Ingenieurhochschule Berlin-Wartenberg, Sektion Mathematisch-naturwissenschaftliche und technische Grundlagen

#### Verwendete Formelzeichen

|           |                  |   |             |      |  |          |                   |                              |
|-----------|------------------|---|-------------|------|--|----------|-------------------|------------------------------|
| $A_s$     | m <sup>2</sup>   | Gutstapelquerschnitt  | $m_M$       | kg   | Masse eines Mitnehmers (Masse je m Mitnehmerprofil × Mitnehmerlänge, s. Tafel 4)   | $\rho_s$ | kg/m <sup>3</sup> | Schüttdichte des Fördergutes |
| $b_s$     | m                | Breite des Gutstapels   | $P_A$       | kW   | Leistung an der Antriebswelle  | $\omega$ | s <sup>-1</sup>   | Winkelgeschwindigkeit        |
| $F_{BR}$  | N                | Bruchkraft der Kette (s. Tafel 3)   | $P_M$       | kW   | Antriebsleistung des Motors  |          |                   |                              |
| $F_l$     | N                | Laufwiderstand der Stegkette  | $Q_m$       | kg/s | Massedurchsatz   |          |                   |                              |
| $F_{max}$ | N                | Maximalkraft  | $q_K$       | kg/m | Meterlast der Förderkette  |          |                   |                              |
| $F_{RB}$  | N                | Gutreibungswiderstand am Behälterboden  | $S$         |      | Kettensicherheit   |          |                   |                              |
| $F_{RW}$  | N                | Gutreibungswiderstand an den Behälterwänden   | $v_L$       | m/s  | Fördergeschwindigkeit des Stegkettenförderers  |          |                   |                              |
| $F_V$     | N                | Vorspannkraft an einer Umlenkknäuel   | $z$         |      | Anzahl der Kettenstränge   |          |                   |                              |
| $F_W$     | N                | Gesamtbewegungswiderstand   | $\mu_d$     |      | dynamischer Reibwert   |          |                   |                              |
| $g$       | m/s <sup>2</sup> | Erdbeschleunigung   | $\mu_f$     |      | Reibwert Fördergut – Behälterboden bzw. Behälterwand   |          |                   |                              |
| $h_s$     | m                | Höhe des Gutstapels   | $\mu_s$     |      | statischer Reibwert  |          |                   |                              |
| $i$       |                  | Anzahl der Mitnehmer im Ober- und Untertrum der Förderkette   | $\mu_K$     |      | Widerstandsbeiwert, der Reibwiderstände der Förderkette am Boden, an den Zapfen der Umlenkkettennüsse und an den Kettenknickpunkten berücksichtigt ( $\mu_K = rd. 0,9$ ) |          |                   |                              |
| $k_s$     |                  | Schlupfkoeffizient (berücksichtigt den Schlupf von rd. 0,95 zwischen Vorschub- und Stegkettengeschwindigkeit im Behälter) | $\eta_u$    |      | Wirkungsgrad der Übertragungselemente  |          |                   |                              |
| $l_K$     | m                | Gesamtlänge der Förderkette (Ober- und Untertrum)   | $\varphi_s$ | °    | innerer Reibungswinkel des Gutes (kann auch der Böschungswinkel verwendet werden)  |          |                   |                              |
| $l_s$     | m                | Länge des Gutstapels  |             |      |  |          |                   |                              |
| $M_W$     | Nm               | Widerstandsmoment   |             |      |  |          |                   |                              |
| $m_K$     | kg/m             | Meterlast der Rundstahlkette (s. Tafel 3)   |             |      |  |          |                   |                              |

### 1. Einleitung

Im Rahmen der Weiterentwicklung mobiler Futterverteilterchnik besteht eine entscheidende Aufgabe darin, besonders hinsichtlich einer zukünftigen rechnergestützten Konstruktion und Entwicklung, Berechnungsgrundlagen für die einzelnen Hauptbaugruppen zu erarbeiten. Der Stegkettenförderer ist ein wichtiges Förderorgan im Gesamtsystem Futterverteilterwagen.

Die Vorausberechnung solcher Maschinenkenngrößen, wie Massedurchsatz, Antriebsleistungsbedarf und Kettenzugkräfte, in Abhängigkeit verschiedener Konstruktions-, Betriebs- und Stoffparameter soll künftig sowohl die Unter- als auch die Überdimensionierung bestimmter Elemente und Baugruppen weitgehend verhindern helfen. Bekannte Berechnungsgrundlagen für Trog- und Stegkettenförderer aus Industrie und Bergbau können nicht ohne weiteres zur Be-