

5.2.6. Einfluß der Temperaturen an der Wirkpaarung

Infolge des Temperaturunterschiedes entsteht an der Grenzfläche der Wirkpaarung Thermoosmose, die zur Anreicherung mit Wasser führt. Mit steigender Temperatur sinkt außerdem die Oberflächenspannung des Wassers. Mit zunehmender Temperaturdifferenz, d. h. mit zunehmender Wasseranlagerung, nimmt der Reibwert ab (Bild 5). Im dargestellten Beispiel ist soviel Wasser vorhanden, daß die einzelnen Wassermeliken zusammenlaufen und somit ein Schmierfilm entsteht.

Durch diesen Vorgang verringern sich der statische und der dynamische Reibwert.

5.2.7. Einfluß einer angelegten Gleichspannung

Bild 5 läßt erkennen, daß der Reibwinkel mit zunehmender Spannung abnimmt. Die angelegte Spannung bewirkt einerseits eine Verringerung der Oberflächenspannung des Wassers und andererseits gleichzeitig die Anreicherung von Wasser an der Wirkpaarung durch Elektroosmose.

Beide Faktoren ergänzen sich in ihrer Wirkung, da die verringerte Oberflächenspannung das durch die erhöhte Feuchtigkeit bewirkte Auseinanderlaufen der Wassermeliken zu einem Schmierfilm unterstützt.

6. Zusammenfassung

Der Reibwert an Elementen landtechnischer Maschinen hängt sehr stark von den Zustandsgrößen der zu bearbeitenden Materialien ab und schwankt deshalb in weiten Bereichen.

Es wird gezeigt, wie sich der Reibwert von Saftfuttermitteln auf festen Unterlagen verringern läßt.

In den einzelnen Reibungsphasen (Verdichtungs-, Reibungs-, Adhäsions- und Schmierphase) der landwirtschaftlichen Güter sind unterschiedliche Maßnahmen zur Reibwertverringering notwendig.

Für die richtige Wahl der Parameter ist stets, wie man am unterschiedlichen Verhalten in den einzelnen Reibphasen erkennen kann, eine exakte Untersuchung des Ausgangszustands der Materialien der Wirkpaarung notwendig.

Der Beitrag kann deshalb auch keine Anleitung zur Verringerung der Reibung in einzelnen Fällen geben, sondern sollte vielmehr die Möglichkeiten aufzeigen und deren qualitative Einflüsse charakterisieren. Infolge der Mannigfaltigkeit dieses aktuellen Problems können diese Betrachtungen nur ein Anfang für weitere notwendige Untersuchungen sein.

Literatur

- [1] BOWDEN, F. P./D. TABOR: The Friction and Lubrication of Solids. Oxford University Press 1950, Neuauflage 1954
- [2] BATEL, W.: Haftkraftmessung im Vakuum. Chem.-Ing. Techn. 31 (1959) 343
- [3] WOLF, L. K.: Haftsysteme und Haftfestigkeit. Umschau in Wissenschaft und Technik (1965) S. 356 und 357
- [4] RICHTER, U.: Versuche zur Ermittlung des Grenzschichtverhaltens beim Abkippen von Wirtschaftsfutter von festen Unterlagen. Diplomarbeit, Institut für Landtechnik der Universität Rostock 1965, unveröffentlicht
- [5] GARTSCHAR, J.: Versuche zur Ermittlung des Grenzschichtverhaltens beim Abkippen von Wirtschaftsfutter von festen Unterlagen. Großer Beleg, Institut für Landtechnik der Universität Rostock 1966, unveröffentlicht A 7133

Dr.-Ing. W. MALTRY, KDT*

Zur Dimensionierung von Mammutpumpen

1. Problemstellung

In Trocknungsanlagen der Landwirtschaft und der Zuckerfabriken werden zur Bewältigung des Schmutzwassers von Hackfruchtwaschanlagen häufig Mammutpumpen eingesetzt; das sind Mischluftwasserheber, die im wesentlichen aus einem eingetauchten, senkrechten Rohr und einer Luftzuführung bestehen (Bild 1). Die Luft wird an der tiefsten Stelle des Rohres eingeleitet, und die emporwandernden Luftblasen bewirken, daß das Luft-Flüssigkeitsgemisch im Rohr höher steigen kann als bis zum Flüssigkeitsspiegel außerhalb des Rohres. Mammutpumpen vermögen dank ihres unkomplizierten Aufbaues auch schwierige Schmutzwasser-Verhältnisse zu bewältigen, jedoch sind bei der Dimensionierung, d. h. bei der Festlegung von Eintauchtiefe, Rohrdurchmesser und Luftstrom in Abhängigkeit von Flüssigkeitsstrom und Steighöhe gewisse Gesetzmäßigkeiten zu beachten, über die im folgenden berichtet wird.

Auf der Grundlage der vor nahezu 40 Jahren entstandenen Dissertation von H. BEHRINGER [1] werden Regeln zur Dimensionierung abgeleitet, die auch ohne tieferes Eindringen in die Theorie des Mischluftwasserhebers beherrschbar sind. Im vorliegenden Fall interessieren ausschließlich die Gesetzmäßigkeiten, die von BEHRINGER für Rohre über 15 mm Dmr. gefunden wurden. Bis 70 mm Dmr. hat er die Verhältnisse erforscht, jedoch läßt die Art der gefundenen Gesetze auch eine Extrapolation auf größere Rohrdurchmesser zu.

2. Theoretische Zusammenhänge

Nach [1] wird der geförderte Flüssigkeitsstrom F als Differenz aus theoretischem Flüssigkeitsstrom F_{th} und Verlustflüssigkeitsstrom F_v erklärt:

$$F = F_{th} - F_v \quad (1)$$

F Flüssigkeitsstrom in m^3/s

Der Verlust F_v kommt dadurch zustande, daß an den Seitenwänden der aufsteigenden Luftblasen die Flüssigkeit frei herabfallen kann, was summarisch einen „Abstrom“ zur Folge hat.

Der theoretische Flüssigkeitsstrom F_{th} läßt sich aus dem verlustfrei gedachten Fördervorgang zu

$$F_{th} = q \omega_L \varphi \quad (2)$$

bestimmen.

Darin bedeuten

- q freier Rohrquerschnitt in m^2
- ω_L mittlere Luftgeschwindigkeit im Steigrohr in m/s
- φ Verhältnis aus Eintauchtiefe und Gesamtlänge des senkrechten Steigrohrs (= „Füllgrad“) in m/m .

Für den Verlustflüssigkeitsstrom F_v gilt nach [1] folgender Ansatz:

$$F_v = A(d) + B(\varphi, \omega_L, d) \quad (3)$$

Darin bedeuten:

- A durchmesserabhängiger Verluststromanteil in m^3/s
- d Rohrinne Durchmesser in mm
- B füllgrad-, luftgeschwindigkeits- und durchmesserabhängiger Verluststromanteil in m^3/s .

* Institut für Mechanisierung der Landwirtschaft Potsdam-Bornim der DAL zu Berlin (Direktor: Obering. O. BOSTELMANN)

Rund 850 Versuchsergebnisse hat BEHRINGER durch folgende empirisch gewonnenen Formeln genügend genau erfaßt:

a) durchmesserabhängiger Verluststromanteil A:

$$A = ad^2 \quad (4)$$

Darin ist:

a Konstante des durchmesserabhängigen Verluststromanteils A in m/s; für $d > 15$ mm: $a = 0,222$ m/s

b) füllgrad-, luftgeschwindigkeits- und durchmesserabhängiger Verluststromanteil B:

$$B = I\varphi(\omega_L d)^{5/3} \quad (5)$$

Es bedeuten:

I Konstante des Anteils B; für $d > 15$ mm:
 $I = 0,1655 \text{ g}^{-1/3}$,
 g Erdbeschleunigung = $9,80665 \text{ m/s}^2$

Der Flüssigkeitsstrom F hat für einen bestimmten Durchmesser d in Abhängigkeit von der Luftgeschwindigkeit ω_L einen charakteristischen Verlauf (Bild 2). Bei sehr niedrigen Luftgeschwindigkeiten findet überhaupt keine Flüssigkeitsförderung statt, der Flüssigkeitsspiegel im Rohr wird lediglich um einen gewissen Betrag angehoben (Bereich a). Erst nach Überwindung des Verlustanteils $A(d)$ beginnt die Flüssigkeitsförderung (Bereich b). Bei einer bestimmten Luftgeschwindigkeit ω_L hat die Flüssigkeitsförderung ein Maximum. Bei noch größeren Luftgeschwindigkeiten (Bereich c) bohrt sich die Luft einen durchgehenden Kanal durch die Flüssigkeit, der Flüssigkeitsstrom sinkt, und der gesamte Fördervorgang wird instabil. Im Bereich b gibt es einen aus Gl. (4) erchenbaren Punkt, für den der energetische Wirkungsgrad der Förderung einen Höchstwert hat. Für diesen Punkt gilt:

$$\omega_{\text{opt}} = \left[\frac{3A}{2I\varphi} \right]^{3/5} \cdot \frac{1}{d} \quad (6)$$

und

$$F_{\text{opt}} = q\varphi\omega_{\text{opt}} - 2,5 A \quad (7)$$

Darin sind:

ω_{opt} Geschwindigkeit der Luft bei bestem Wirkungsgrad in m/s

F_{opt} Flüssigkeitsstrom bei bestem Wirkungsgrad in m^3/s

Ebenfalls aus Gl. (4) lassen sich durch Differentiation der maximale Flüssigkeitsstrom F_g und die zugehörige Luftgeschwindigkeit ω_g errechnen:

$$\omega_g = \left(\frac{3\pi}{20} \cdot \frac{1}{I} \right)^{3/2} \cdot d^{1/2} \quad (8)$$

und

$$F_g = \frac{2}{3} \left(\frac{3\pi d}{20} \right)^{3/2} \cdot \frac{\varphi}{I^{3/2}} - A \quad (9)$$

Hierin bedeuten:

ω_g Geschwindigkeit der Luft bei maximalem Flüssigkeitsstrom in m/s

F_g maximaler Flüssigkeitsstrom in m^3/s .

Der Luftstrom L bei Umgebungsdruck steht mit der in Gl. (2) bis (10) enthaltenen Luftgeschwindigkeit ω_L in folgendem Zusammenhang:

$$L\beta = q\omega_L(1 - \varphi) \quad (10)$$

Darin sind:

L Luftstrom in m^3/s

β Korrekturfaktor, der die Expansion der Luft während des Hochsteigens berücksichtigt

φ Verhältnis von Tauchtiefe zu Tauchtiefe plus Steighöhe in m/m

q Rohrquerschnitt in m^2

Der Korrekturfaktor β ergibt sich aus dem von der Tauchtiefe abhängigen Druck der Luft:

$$\beta = \frac{P_0}{P_t} \ln \frac{P_0 + P_t}{P_0} \quad (11)$$

mit

P_0 Luftdruck der Umgebung in mm WS, im Normalfall 10330 mm WS

P_t Flüssigkeitsdruck in der Tiefe l_t unter dem Flüssigkeitsspiegel in mm WS (z. B. in 1 m Tiefe bei Wasser: $P_t = 1000$ mm WS)

Der Zusammenhang zwischen Tauchtiefe und Korrekturwert β für Wasser geht aus Tafel 1 hervor.

Tafel 1. Korrekturwert β als Funktion der Tauchtiefe (Wasser)

Tauchtiefe m	0	0,5	1	1,5	2	2,5	3
β	1,00	0,975	0,952	0,931	0,911	0,892	0,874

Mit Gl. (1) bis (11) läßt sich das Verhalten von Mammutpumpen so gut beschreiben, daß die von [1] gefundenen Zusammenhänge fast den Charakter von Naturgesetzen tragen. Aus diesem Grunde erscheint die im folgenden durchgeführte Extrapolation bis auf $d = 240$ mm statthaft.

3. Nomogramm

Eine Mammutpumpe ist dann richtig dimensioniert, wenn der Betriebspunkt zwischen optimalem Wirkungsgrad und maximalem Flüssigkeitsstrom liegt. Aus dieser Bedingung lassen sich die relativ eng gezogenen Grenzen desjenigen Bereiches festlegen, innerhalb dessen sich die beeinflussbaren Daten der Mammutpumpe bewegen dürfen.

3.1. Dimensionierung neuer Anlagen

Die Dimensionierung von Mammutpumpenanlagen kann mit Hilfe des Nomogramms (Bild 3) vorgenommen werden. In den meisten Fällen sind der Flüssigkeitsstrom F und die Steighöhe l_s (Bild 1) die vorgegebenen Werte. Wenn die Grubentiefe und damit die Tauchtiefe l_t nicht bereits festliegen, sollten sie größer als die Steighöhe l_s ($\varphi > 0,5$), im Grenzfall gleich der Steighöhe gewählt werden. Man beginnt mit dem als bekannt vorausgesetzten Förderstrom F . Das Tauchtiefenverhältnis φ bestimmt jetzt den Rohrdurchmesser sowohl für den Fall des maximalen Förderstroms (Kurvenschar a) als auch für den Fall des optimalen Wirkungsgrades (Kurvenschar b). Als Rohrdurchmesser ist ein Wert zu wählen, der zwischen d_{opt} und d_g liegt. Mit diesem gewählten Durchmesser ist sowohl der optimale (Kurvenschar d) als auch der größtmögliche (sinnvolle) Luftstrom $L\beta$ (Kurvenschar c) bestimmbar. Der von der Luftpumpe zu fördernde Luftstrom L beim Druck $P_0 + P_t$ ergibt sich über Tafel 1 aus $L\beta$.

3.2. Überprüfung vorhandener Anlagen

Bereits ausgeführte Mammutpumpenanlagen lassen sich mit dem Nomogramm auf folgende Weise in bezug auf ihre richtige Dimensionierung überprüfen: Der sich aus Tauchtiefe und Pumpenförderstrom ergebende Wert für $L\beta$ wird als Ausgangsgröße genommen. Über Kurvenschar c wird entsprechend dem vorhandenen Tauchtiefenverhältnis φ der minimal zulässige (d_g), über Kurvenschar d der maximal zulässige Rohrrinnendurchmesser d_{opt} abgelesen. Liegt der tatsächliche Rohrrinnendurchmesser zwischen diesen Werten, so ist die Mammutpumpenanlage arbeitsfähig. Der mit ihr erreichbare Flüssigkeitsstrom kann nach Gl. (3) bis (5) errechnet werden; im Nomogramm lassen sich zur näherungsweise Bestimmung die Grenzen ermitteln, zwischen denen der tatsächliche Flüssigkeitsstrom liegt. Ausgehend vom Rohrrinnendurchmesser der Mammutpumpe ergibt sich aus d_g und Kurvenschar a der obere, aus d_{opt} und Kurvenschar b der untere Grenzwert des Flüssigkeitsstroms. Liegt der Luftstrom innerhalb der zulässigen Grenzen für $L\beta$, so ergibt sich für den Flüssigkeitsstrom ein Wert zwischen den im Nomogramm ermittelten Grenzen.

4. Hinweise zur Gestaltung von Lufteinlaß und Wasserauslaß

Unter den verschiedenen Möglichkeiten des Lufteinlasses (Bild 4) werden von [1] diejenigen Formen empfohlen, bei

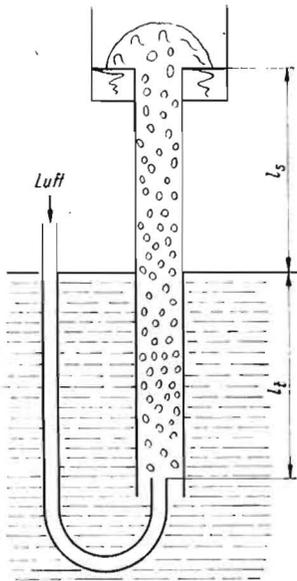


Bild 1. Mammutpumpe (schematisch)
 l_t Tauchtiefe; l_s Steighöhe

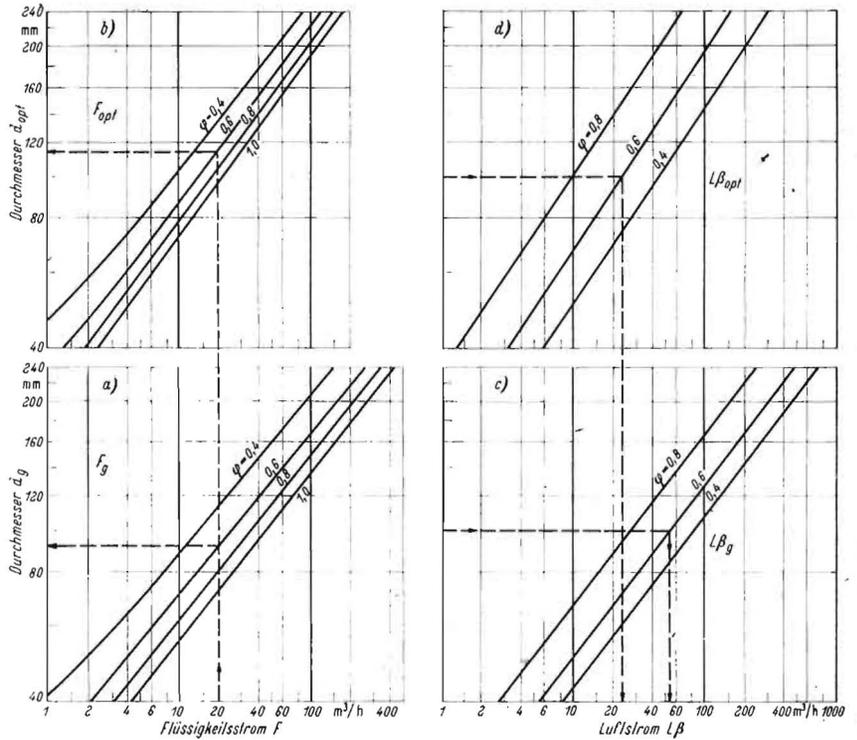


Bild 3. Nomogramm zur Dimensionierung von Mammutpumpen
 (Erläuterungen und Beispiel im Text)

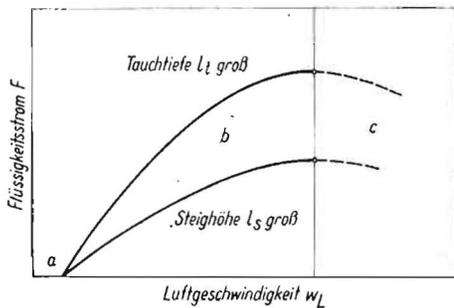


Bild 2. Betriebsverhalten von Mammutpumpen (schematisch);
 a keine Flüssigkeitsförderung, b stabile Förderung, c instabiles Verhalten

denen der Luftstrahl gleich nach der Mündung „abgequetscht“ wird (d bis f).

Unter den Formen der oberen Steigrohrmündung (Bild 5) liefert Form f den größten Flüssigkeitsstrom, weil hier durch den Kegel nach außen gedrängte Flüssigkeit nicht in das Rohr zurückfallen kann. Schlechter als Form b sind nach [1] die übrigen Formen, bei denen eine Trennung von Luft und Flüssigkeit auftritt, so daß ein Teil der Flüssigkeit wieder ins Rohr zurückströmt.

5. Schlußfolgerungen

Die Analyse der in [1] dargelegten Grundlagen der Mammutpumpen führt zu folgenden Erkenntnissen:

1. Die Gesetzmäßigkeiten der Mammutpumpen können als geklärt betrachtet werden. Die Zusammenhänge sind in Gl. (1) bis (12) formelmäßig zusammengefaßt.
2. Für jedes Steigrohr gibt es einen Betriebspunkt mit maximalem Wirkungsgrad und einen zweiten Betriebspunkt mit maximalem Flüssigkeitsstrom.
3. Der Luftstrom soll so groß gewählt werden, daß der sich einstellende Betriebspunkt zwischen bestem Wirkungsgrad und größtem Flüssigkeitsstrom liegt.
4. Eine Steigerung des Luftstroms über den Betriebspunkt maximalen Flüssigkeitsstroms hinaus führt zu einem

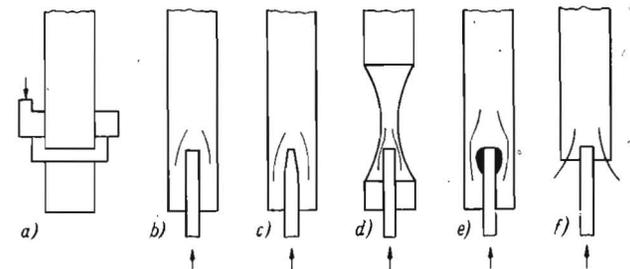
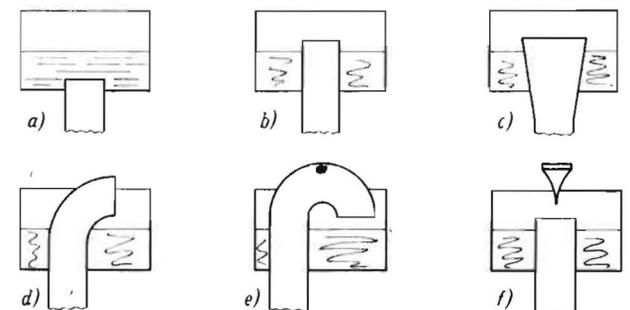


Bild 4. Verschiedene Formen des Luhteinlasses

Bild 5. Verschiedene Formen der oberen Steigrohrmündung



Zusammenbruch des normalen Förderverhaltens und ist deshalb unbedingt zu vermeiden.

5. Die Eintauchtiefe ist mindestens so groß wie die Steighöhe zu wählen.
6. Für Luhteinlaß und Wasserauslaß sind einige wenige konstruktive Besonderheiten zu beachten.
7. Dimensionierung und Überprüfung von Mammutpumpenanlagen sind mit Hilfe des vorgeschlagenen Nomogramms relativ einfach möglich.

Literatur

- [1] BEHRINGER, H.: Die Flüssigkeitsförderung nach dem Prinzip der Mammutpumpe. Diss. TH Karlsruhe 1930 A 6963