

1. Kolbenpumpen

1.1. Allgemeines über Pumpen

1.2. Aufgabe und Einteilung der Pumpen

Die Aufgabe einer Pumpe besteht in der Förderung von Flüssigkeiten von einem niedrigen auf ein höheres Niveau oder aus einem Raum niedrigen Druckes in einen Raum höheren Druckes. Das niedrige Niveau ist durch den Flüssigkeitsspiegel eines Brunnens oder Behälters gegeben, dem die Flüssigkeit entnommen wird. Das höhere Niveau wird durch den Flüssigkeitsspiegel eines Hochbehälters oder die Druckleitung bestimmt, in die die Pumpe fördert.

Pumpen werden nach der Arbeitsweise in zwei Hauptgruppen eingeteilt. Die eine Gruppe sind Pumpen mit absatzweiser Förderung, bei denen das Gehäuse (Zylinder) abwechselnd aus dem Saugraum gefüllt und in den Druckraum entleert wird.

Hierzu gehören

- Kolbenpumpen
- Flügelumpen
- Membranpumpen
- Pulsometer
- hydraulische Widder

Die andere Gruppe sind Pumpen mit ununterbrochener Förderung, bei denen ein gleichmäßiger Flüssigkeitsstrom aus der Saugleitung durch das Gehäuse hindurch in die Druckleitung gefördert wird.

Hierzu gehören

- Kreiselpumpen
- Drehkolbenpumpen
- Strahlpumpen

Die wichtigsten Pumpen sind Kolbenpumpen und Kreiselpumpen. Sie unterscheiden sich sowohl hinsichtlich ihres Antriebes wie auch ihrer Strömungsvorgänge. Im 1. Kapitel werden die Kolbenpumpen nach allgemeinen Gesichtspunkten untersucht.

Daher wird keine Gegenüberstellung der Vor- und Nachteile von Kreiselpumpen und Kolbenpumpen vorgenommen. Es wird nur auf die Aufgaben, die theoretischen Grundlagen, den Aufbau sowie die Besonderheiten der Kolbenpumpen eingegangen.

1.3. Theoretische Grundlagen der Pumpen

1.3.1. Nutzförderhöhe

Die Nutzförderhöhe H_n ist der Höhenunterschied zwischen dem Saug- und Druckflüssigkeitsspiegel. Die Nutzförderhöhe setzt sich aus der Saughöhe H_s und der Druckhöhe H_d zusammen (Bild 1).

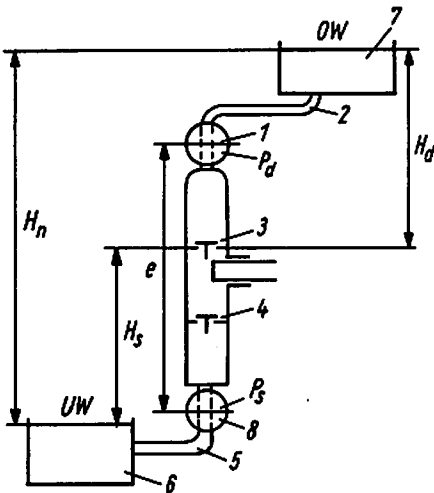


Bild 1
Übersicht über die verschiedenen Höhen bei Kolbenpumpen /10/
1 Druckwindkessel, 2 Druckleitung, 3 Druckventil, 4 Saugventil, 5 Saugleitung, 6 Saugbehälter, 7 Druckbehälter, 8 Saugwindkessel
 H_n Nutzförderhöhe
 H_s Saughöhe
 H_d Druckhöhe
 e Abstand zwischen Flüssigkeit im Saug- und Druckwindkessel
OW oberer Wasserspiegel
UW unterer Wasserspiegel
 P_s Manometerangabe Saugwindkessel
 P_d Manometerangabe Druckwindkessel

Die Saughöhe bei Kolbenpumpen ist der senkrechte Abstand zwischen dem Flüssigkeitsspiegel im Saugbehälter oder Brunnen und der Dichtfläche des Druckventils. Die Druckhöhe ist der senkrechte Abstand vom Druckventil bis zum Flüssigkeitsspiegel des Druckbehälters oder Ausfluß

$$H_n = H_s + H_d$$

Bei Kreiselpumpen ist die Saughöhe der senkrechte Abstand zwischen dem Flüssigkeitsspiegel im Saugbehälter oder Brunnen

und der Mitte der Pumpenwelle. Die Druckhöhe ist der senkrechte Abstand von der Wellenmitte bis zum Flüssigkeitsspiegel des Druckbehälters oder Ausfluß.

Die theoretische Saughöhe bei Wasser beträgt bei einer Temperatur von 4 °C in Höhe des Meeresspiegels 10,33 m. Die praktisch erreichbare Saughöhe ist wesentlich kleiner. Sie ist abhängig von

- Luftdruck
- Temperatur der Flüssigkeit
- Rohrlänge
- Art des Flüssigkeitsmediums
- Art des Saugkorbes

Der Luftdruck ist bekanntlich von der Höhenlage abhängig. Er beträgt in Höhe des Meeresspiegels 760 mm Quecksilbersäule (QS) = 760 Torr.

Mit zunehmender Höhe nimmt der Luftdruck ab. Das bedeutet, daß die Höhe des Aufstellungsortes die Saugfähigkeit der Pumpe maßgeblich beeinflusst. Der Höchstverlust durch Veränderung des Luftdruckes und der Temperatur der Flüssigkeit kann aus den nachstehenden Tabellen 1 und 2 entnommen werden.

Tabelle 1. Höchstverlust der Saugfähigkeit durch Veränderung des Luftdruckes /1/

Höhe über NN in M	Druck in Torr oder mm QS	theoretische Saughöhe in m WS
0	760	10,33
100	751	10,20
200	742	10,08
300	733	9,97
400	724	9,85
500	716	9,73
600	707	9,62
700	698	9,50
800	690	9,38
900	682	9,30

Tabelle 1 (Fortsetzung)

Höhe über NN in m	Druck in Torr oder mm QS	theoretische Saughöhe in m WS
1000	674	9,20
1500	635	8,60
2000	598	8,10
2500	563	7,70

Tabelle 2. Höchstverlust der Saugfähigkeit
durch Veränderung der Temperatur /1/

Wassertemperatur in °C	Verlust der theoretischen Saughöhe in m WS	Druck in mm QS
0	0,062	4,58
5	0,089	6,54
10	0,125	9,20
20	0,283	17,50
30	0,432	37,70
40	0,752	55,20
50	1,257	92,30
60	2,031	149,20
70	3,177	233,10
80	4,829	354,60
90	7,149	525,60
100	10,330	760,00

1.3.2. Widerstandshöhen

In den Rohrleitungen sind weitere Widerstände zu überwinden, die sich als Druckverluste bemerkbar machen. Sie sind abhängig von der

- Rohrlänge
- Rohrweite (Durchmesser) bzw. Wassergeschwindigkeit
- Anzahl der Ventile
- Zahl der Richtungsänderungen

- Art des Saugkorbes
- und den in der Leitung eingebauten Schiebern

Der durch Reibung verursachte Druckverlust h wird angenähert errechnet aus der Formel

$$h_R = 0,00123 \frac{1}{d} \frac{C^2}{\rho} \quad (1)$$

- h_R Druckverlust durch Rohrreibung in m WS
- l Länge der Leitung in m
- C Wassergeschwindigkeit in $m \ s^{-1}$
- d Durchmesser der Leitung in m
- ρ Dichte der Flüssigkeit in $kg \ dm^{-3}$

Diese Formel gilt, wenn die Länge der Rohrleitung in m, die Wassergeschwindigkeit in ms^{-1} , der Rohrdurchmesser in m und die Dichte der Flüssigkeit in $kg \ dm^{-3}$ gegeben sind. Ist an Stelle der Wassergeschwindigkeit C die Fördermenge Q in $m^3 \ s^{-1}$ bekannt, so gilt die Formel

$$h_R = 0,002 \frac{1}{d^5} \frac{Q^2}{\rho} \quad (2)$$

- Q Fördermenge in $m^3 \ s^{-1}$

Die Formel (1) läßt deutlich erkennen, daß die Rohrreibung mit der Rohrlänge und dem Quadrat der Geschwindigkeit wächst. Darum sollte man in einer Saugleitung die Wassergeschwindigkeit möglichst nicht über $1,2 \ m \ s^{-1}$ anwachsen lassen. Die Saughöhenverluste durch Schieber, Ventile und Krümmer werden mit genügender Genauigkeit aus der Formel

$$h_V = \sum_{i=1}^n \xi_i \frac{C^2}{2g} \rho \quad (3)$$

errechnet.

- h_V Druckverlust durch Ventile, Schieber, Krümmer in m WS
- ξ Widerstandsbeiwert
- g Erdbeschleunigung in $m \ s^{-2}$
- ρ Dichte der Flüssigkeit in $kg \ dm^{-3}$

Der Beiwert ξ für Ventile, Schieber, Krümmer usw. wird in Tabellen angegeben.

ξ 7 für Durchgangsventile

ξ 3 für Eckventile

ξ 0,3 für Schieber

ξ 0,2 für Normalkrümmer

Saugkörbe sollen, um einen geringen Druckverlust zu gewährleisten, reichlich Durchtrittsfläche ihrer Siebe und die Fußventile geringen Strömungswiderstand besitzen. Es ist sehr günstig, das Saugrohrende trichterförmig auszuweiten.

Aus der vorhergehenden Betrachtung ist zu ersehen, daß wie in der Saugleitung auch in der Druckleitung, infolge von Reibung, die Pumpe einen höheren Druck zu überwinden hat. Für die Ermittlung der Widerstandshöhe in der Druckleitung gelten die Formeln (1), (2) und (3) analog. Die Summe der in den Rohrleitungen auftretenden Widerstände wird als "äußere Widerstandshöhe" bezeichnet, da sie außerhalb des Pumpenraumes entsteht. Sie wird mit dem Buchstaben h gekennzeichnet und in m WS ausgedrückt.

$$h = h_s + h_d$$

h äußere Widerstandshöhe in m WS

h_s Widerstände der Saugleitung in m WS

h_d Widerstände der Druckleitung in m WS

Man kann die äußeren Widerstände h in die äußeren Widerstände der Saugleitung h_s und der Druckleitung h_d unterteilen.

1.3.3. Manometrische Förderhöhe

Die manometrische Förderhöhe H_{man} ergibt sich aus der Anzeige p_s des Vakuummeters am Saugwindkessel und der Anzeige p_d des Manometers am Druckwindkessel und der Nutzförderhöhe H_n

$$H_{\text{man}} = H_n + \frac{p_s + p_d}{\rho g}$$

Die manometrische Förderhöhe ist die Summe der Nutzförderhöhe und aller äußeren Widerstände, die in der Saug- und Druckleitung durch Reibung entstehen.

$$H_{\text{man}} = H_n + h$$

Die manometrische Förderhöhe ist immer größer als die Nutzförderhöhe.

1.3.4. Gesamtförderhöhe

Hat man die manometrische Förderhöhe errechnet und sind die inneren Widerstände der Pumpe bekannt, so kann man die Gesamtförderhöhe bestimmen, indem die Summanden addiert werden.

$$H = H_{\text{man}} + Z$$

H Gesamtförderhöhe in WS

H_{man} manometrische Förderhöhe in m WS

Z innerer Widerstand der Pumpe in m WS

Es ist ersichtlich, daß die von der Pumpe zu überwindende Gesamtförderhöhe H größer ist als die manometrische Förderhöhe. Des weiteren kann die Gesamtförderhöhe einer Kolbenpumpe berechnet werden nach der Formel

$$H_p = e + \frac{p_d - p_s}{\rho g} + \frac{c_d^2 - c_s^2}{2g}$$

H_p Gesamtförderhöhe der Pumpe in m WS

e Abstand zwischen Saug- und Druckwindkessel in m

p_d Druck am Druckstutzen in kp cm^{-2}

p_s Druck am Saugstutzen kp cm^{-2}

c_d Geschwindigkeit im Druckstutzen in m s^{-1}

c_s Geschwindigkeit im Saugstutzen in m s^{-1}

ρ Dichte der Förderflüssigkeit in kg m^{-3}

1.4. Leistung und Wirkungsgrade bei Kolbenpumpen

1.4.1. Nutzleistung der Pumpe

Ist die Gesamtförderhöhe, die Fördermenge und die Dichte der Flüssigkeit bekannt, kann die Nutzleistung der Pumpe aus der Formel

$$P_N = \frac{\dot{V} H \rho}{102} \frac{g}{B}$$

errechnet werden.

Dabei sind

P_N Nutzleistung

\dot{V} tatsächliche Fördermenge in $\text{m}^3 \text{s}^{-1}$

H Gesamtförderhöhe in m WS

ρ Dichte der Flüssigkeit in kg m^{-3}

g Erdbeschleunigung in m s^{-2}

B Umrechnungsfaktor in $\text{kgm kp}^{-1} \text{s}^2$

1.4.2. Indizierte Leistung

Die indizierte Pumpenleistung wird mit einem Indikator bestimmt. Der Indikator ist ein Instrument, mit dem man die Vorgänge im Inneren der Kolbenmaschinen - also bei Pumpen, Dampfmaschinen und Kompressoren - auf einem Diagrammformular sichtbar machen kann. Ein im Indikatorzylinder befindlicher federbelasteter Kolben wird durch den Druck p im Inneren der Pumpe bewegt. Die Feder preßt sich entsprechend diesem Druck mehr oder weniger zusammen und zeichnet ihre Längenänderung durch Hebelübertragung auf eine Schreibtrommel mittels eines Schreibstiftes in Ordinateenrichtung auf. Die Trommel wird gleichzeitig proportional zum Hub des Kolbens bewegt, so daß die Abszisse den Kolbenweg darstellt. Aus der gleichzeitigen Schreibstift- und Trommelbewegung entsteht das Druck-Weg-Diagramm der Pumpe, dessen Fläche A_D die Arbeit bei einer Umdrehung der Pumpe darstellt. Bild 2 zeigt ein solches Indikatordiagramm einer Kolbenpumpe.

Die atmosphärische Linie wird vor dem Öffnen des Absperrhahnes, also bei atmosphärischem Druck auf die Indikatortrommel, ge-

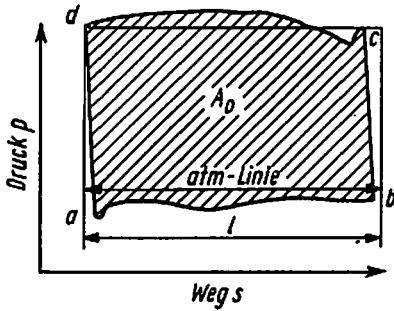


Bild 2
Normales Indikatordiagramm
einer Kolbenpumpe

schrieben und bildet die Grenze zwischen Unter- und Überdruck. Da die Diagrammfläche A_D ein Maß für die Größe der Arbeit bzw. Leistung der Pumpe ist, muß diese Leistung ermittelt werden. Wegen ihrer unregelmäßigen Begrenzung geschieht das durch Planimetrieren. Liegt das Ergebnis von A_D vor, wird der mittlere indizierte Druck p_i im Zylinder nach folgender Formel errechnet:

$$p_i = \frac{A_D}{l \cdot f}$$

p_i mittlerer indizierter Druck in kp cm^{-2}

A_D Diagrammfläche in cm^2

l Diagrammlänge in cm

f Federmaßstab $\text{cm kp}^{-1} \text{cm}^2$

Ist der indizierte Druck errechnet, so kann nach der Formel

$$P_i = \frac{A_K p_i s n}{60 \cdot 102}$$

die indizierte Leistung bestimmt werden.

P_i indizierte Leistung in kW

A_K Kolbenfläche in cm^2

p_i mittlerer indizierter Druck in kp cm^{-2}

s Kolbenhub in m

n Drehzahl in min^{-1}

1.4.3. Antriebsleistung

Unter Antriebsleistung P_A versteht man die Leistung an der Kurbelwelle. Im Bild 3 ist es die Leistung an der Riemenscheibe oder dem Kettenrad, da diese auf der Kurbelwelle befestigt sind. Die Motorleistung P_M wird in diesem Fall über einen Riementrieb der Antriebsscheibe der Pumpe zugeführt. Die Antriebsleistung P_A an der Antriebsscheibe ergibt sich aus

$$P_A = P_M \eta_u$$

P_A Antriebsleistung

P_M Motorleistung

η_u Übertragungswirkungsgrad

Ist die indizierte Leistung einer Pumpe errechnet, wird mit Hilfe des mechanischen Wirkungsgrades die Antriebsleistung errechnet.

Sie ergibt sich aus

$$P_A = \frac{P_i}{\eta_{\text{mech}}}$$

η_{mech} mechanischer Wirkungsgrad

Ist die Nutzleistung einer Pumpe und der Gesamtwirkungsgrad errechnet, wird die Antriebsleistung wie folgt ermittelt:

$$P_A = \frac{P_N}{\eta_{\text{ges}}}$$

η_{ges} Gesamtwirkungsgrad

Daraus ist ersichtlich, daß die Antriebsleistung einer Pumpe auf mehreren Wegen errechnet werden kann.

1.4.4. Mechanischer Wirkungsgrad

Aus Bild 3 ist ersichtlich, daß der mechanische Wirkungsgrad einer Kolbenpumpe den mechanischen Verlust durch die Reibung im Kurbeltrieb (Kurbelwelle, Pleuellager und Kreuzkopflager und -führung), des Kolbens und der Kolbenstange einschließt.

Er ist somit der Quotient aus der Antriebsleistung und der indizierten Leistung.

$$\eta_{\text{mech}} = \frac{P_i}{P_A}$$

Normalwerte für η_{mech} liegen zwischen 0,9 und 0,92. Liegt η_{mech} unter 0,9, so ist entweder die Reibung im Kurbeltrieb oder die Reibung des Kolbens bzw. der Kolbenstange zu groß.

1.4.5. Hydraulischer Wirkungsgrad der Gesamtanlage

Der hydraulische Wirkungsgrad stellt sich dar als Quotient aus der Nutzleistung und der indizierten Leistung. Er umfaßt alle hydraulischen Verluste der Pumpe und des Leitungssystems.

$$\eta_h = \frac{P_N}{P_i}$$

Normalwerte für $\eta_h \cong 0,94$

Zur Verschlechterung tragen insbesondere bei:

- zu große Rohrreibung
- zu häufige und zu scharfe Richtungsänderungen
- plötzliche Querschnittsänderungen ohne konische Übergangsstücke
- strömungstechnisch ungünstige Ventile (Durchgangsventile)
- teilgeöffnete Schieber u. a.

1.4.6. Gesamtwirkungsgrad bei Kolbenpumpen

Der Gesamtwirkungsgrad ist das Produkt aus mechanischem und hydraulischem Wirkungsgrad

$$\eta_{\text{ges}} = \eta_{\text{mech}} \eta_h$$

Wenn die Antriebsleistung und die Nutzleistung bekannt sind, ist der Gesamtwirkungsgrad der Quotient aus der Nutz- und Antriebsleistung

$$\eta_{\text{ges}} = \frac{P_N}{P_A}$$

Die Normalwerte liegen für den Gesamtwirkungsgrad zwischen 0,83 und 0,87. Wenn man Pumpen weder zu indizieren noch die Antriebsleistung derselben zu messen vermag, so bedient man sich des Normalwertes von η_{ges} , um aus der meist leichter zu bestimmenden Nutzleistung die Antriebsleistung angenähert zu ermitteln. Dann ist nach Umstellung der vorstehenden Formel die Antriebsleistung

$$P_A = \frac{P_N}{\eta_{ges}}$$

Der Übertragungswirkungsgrad η_u tritt bei der Bestimmung des Gesamtwirkungsgrades der Pumpe nicht in Erscheinung. Er hat mit der Pumpe an sich nichts zu tun, denn der Antrieb von Pumpen kann außer durch Riemen auch noch durch Zahnantrieb, durch direkte Kupplung mit einem langsam laufenden Motor oder über Getriebe mit Kardanwelle erfolgen. Bei direkter Kupplung mit einem langsam laufenden Motor kann der Übertragungsverlust vom Motor zum Kurbeltrieb vernachlässigt werden.

Bild 3 soll einen Überblick über die Leistungsverhältnisse und Wirkungsgrade bei Kolbenpumpen geben.

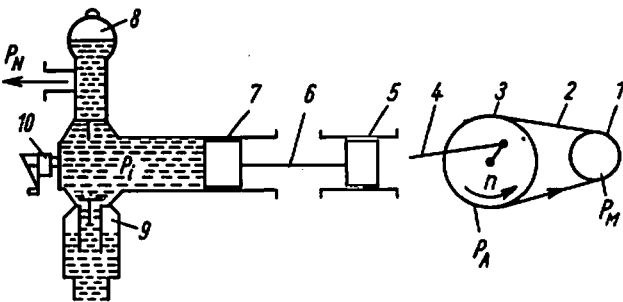


Bild 3. Übersicht über Leistungs- und Wirkungsgrade bei Kolbenpumpen

- 1 Motorscheibe; 2 Riementrieb; 3 Riemenscheibe;
- 4 Pleuel; 5 Kreuzkopf mit Führung; 6 Kolbenstange;
- 7 Kolben; 8 Druckwindkessel; 9 Saugwindkessel;
- 10 Indikator

P_M Motorleistung	P_i indizierte Leistung
P_A Antriebsleistung	P_N Nutzleistung

1.4.7. Fördermenge und Liefergrad der Kolbenpumpen

Mit der Beziehung zwischen Kolbendurchmesser D und Kolbenhub s wird das Hubvolumen einer einfachwirkenden Einzylinderpumpe wie folgt bestimmt:

$$V_z = A_K s = \frac{D^2 \pi}{4} s$$

V_z Hubvolumen der Pumpe in dm^3

A_K wirksame Kolbenfläche in dm^2

s Kolbenhub in dm

Die Drehzahl n ist der Zahl der Doppelhübe pro Minute gleichzusetzen. Für eine einfachwirkende Einzylinderpumpe wird demnach das theoretische geförderte Volumen in der Zeiteinheit der theoretische Förderstrom

$$\dot{V}_{th} = \frac{V_z n}{60} = \frac{A_K s n}{60} = \frac{D^2 \pi}{4} s \frac{n}{60} \quad (4)$$

\dot{V}_{th} theoretische Fördermenge in l s^{-1}

n Doppelhübe in min^{-1}

Praktisch ist jedoch der Liefergrad λ zu berücksichtigen.

λ ist der Quotient aus der tatsächlich geförderten Menge und der theoretischen Fördermenge

$$\lambda = \frac{\dot{V}}{\dot{V}_{th}}$$

λ Liefergrad der Pumpe

\dot{V} tatsächliche Fördermenge in l s^{-1}

\dot{V}_{th} theoretische Fördermenge in l s^{-1}

Die theoretische Fördermenge ist dem Hubvolumen der Pumpe gleichzusetzen. Es ist einleuchtend, daß die tatsächliche Fördermenge mehr oder weniger kleiner sein muß als das Hubvolumen, und zwar aus folgenden Gründen:

- wenn der Saughub beginnt, tritt die Flüssigkeit infolge ihrer Trägheit nicht im gleichen Moment in den Zylinder ein

- wenn der Druckhub beginnt, ist das Saugventil noch offen, bis es sich infolge des Druckes im Zylinder und des eigenen Gewichtes oder einer Federkraft schließt; dabei kann wieder etwas Flüssigkeit durch das Saugventil entweichen
- bei undichten Ventilen entweicht ständig mehr oder weniger Flüssigkeit aus dem Druckraum in den Zylinder bzw. aus dem Zylinder in die Saugleitung
- durch undichte Stopfbuchsen und Kolben wird ebenfalls die Fördermenge der Pumpe herabgesetzt

Man sollte den Liefergrad nicht, wie es häufig geschieht, volumetrischen Wirkungsgrad nennen, da ein Wirkungsgrad zwei Energiemengen ins Verhältnis setzt, hier jedoch zwei Volumen verglichen werden.

Normalwerte für den Liefergrad liegen bei

$$\lambda = 0,95 \text{ bis } 0,96$$

Durch Einsetzung des Liefergrades in die Formel (4) wird die tatsächliche Fördermenge bestimmt.

$$\dot{V} = \dot{V}_{th} \lambda$$

$$\dot{V} = \frac{D^2 \pi}{4} s \frac{n}{60} \lambda \quad (5)$$

Bei der Betrachtung einer doppelwirkenden Einzylinderpumpe mit nicht durchgehender Kolbenstange (s. Bilder 7 und 8) muß die kurbelseitige Fördermenge bestimmt werden. Das kurbelseitige Volumen muß um das Kolbenstangenvolumen geringer sein.

$$V_{zk} = (D^2 - d^2) \frac{\pi}{4} s$$

V_{zk} Hubvolumen der Pumpe auf der Kurbelseite in dm^3

D Kolbendurchmesser in dm

d Kolbenstangendurchmesser in dm

s Kolbenhub in dm

Setzt man V_{zk} in die Formel (5) ein, kann man den tatsächlichen kurbelseitigen Förderstrom bestimmen.

$$\dot{V} = (D^2 - d^2) \frac{\pi}{4} s \frac{n}{60} \lambda$$

Der tatsächliche Förderstrom einer doppeltwirkenden Einzylinderpumpe wird bei nicht durchgehender Kolbenstange nach den Formeln

$$\dot{V} = \frac{D^2 \pi}{4} s \frac{n}{60} + \frac{(D^2 - d^2) \pi}{4} s \frac{n}{60} \lambda$$

$$\dot{V} = \frac{D^2 + (D^2 - d^2) \pi}{4} s \frac{n}{60} \lambda$$

$$\dot{V} = \frac{(2 D^2 - d^2) \pi}{2} s \frac{n}{60} \lambda$$

bestimmt.

Hierbei bedeuten:

\dot{V}	Fördermenge in $l \text{ s}^{-1}$
D	Kolbendurchmesser in dm
d	Kolbenstangendurchmesser in dm
s	Kolbenhub in dm
n	Doppelhübe in min^{-1}
λ	Liefergrad

Bei Mehrzylinderpumpen mit gleichen Abmessungen muß dann die Fördermenge noch mit der Zylinderzahl z multipliziert werden. Daraus ergeben sich nachfolgende Formeln zur Berechnung der Fördermenge für Mehrzylinderpumpen:

Einfachwirkend:

$$\dot{V} = \frac{D^2 \pi}{4} s \frac{n}{60} \lambda z$$

Doppeltwirkend:

$$\dot{V} = \frac{(2 D^2 - d^2) \pi}{4} s \frac{n}{60} \lambda z$$