

Drehantriebe Anwendungsführer

Für Baureihe HTR und PTR/LTR
Zahnstangen/Ritzel-Drehantriebe

Benutzung dieses Kataloges

Dieser Katalog enthält Informationen, die Ihnen bei der Auswahl und Anwendung von Parker Hannifin Drehantrieben der Baureihe HTR und PTR/LTR behilflich sind. Zusammen mit dem Produktkatalog Nr. 1220 für die Baureihe HTR bzw. Nr. 1225 für die Baureihe PTR/LTR erhalten Sie die technischen Informationen, die Sie zur Auswahl von Drehantrieben für die verschiedensten Anwendungen brauchen. Seite 4 und 5

enthalten Anwendungsinformationen und grundlegende Zusammenhänge für die Auswahl eines Drehantriebs. Praktische Anwendungsbeispiele finden Sie ab Seite 7. Die vorletzte Seite ist als Checkliste gestaltet. Bitte senden Sie eine ausgefüllte Kopie dieser Liste mit jeder Anfrage mit.

Inhaltsverzeichnis

Einführung	4
Berechnung des benötigten Drehmoments	5
Beispiele für erforderliche Drehmomente	5
Grundlegende Gleichungen für Winkel, Geschwindigkeit und Beschleunigung	6
Massenträgheitsmomente	6
Anwendungsbeispiele	7
Auslegung eines Drehantriebs	12
Berechnung des Pumpenförderstroms	13
Praktisches Beispiel für die Auswahl von Drehantrieben	15
Empfehlungen für das Hydrauliksystem	17
Modellauswahl	18
Angaben zur Bestellung	18
Wartung und Ersatzteillisten	18
Anwendungsdaten-Checkliste	19

Seite

Sachverzeichnis

Seite

Anwendungen	
– Allgemeines	4
– Daten-Checkliste	19
– Hydrauliksystem, Empfehlungen	17
Anwendungsbeispiele	5, 7
Auslegung eines Drehantriebs	12
Auswahlverfahren	15, 18
Berechnungen	5, 7
Bestellung, Angaben	18
Drehmomenterfordernisse	5
Elektrohydraulische Anwendungen	17
Massenträgheitsmomente	6
Modell-Auswahl	18
Modell-Nummern	18
Pumpenförderstrom	13
Spiel	4
Tragfähigkeit	4
Wartung und Ersatzteile	18
Wiederholbarkeit	4
Zahnstange	4

Erläuterung der Symbole

α	– Winkelbeschleunigung, rad/sec ²
α^*	– Winkelabbremmung, rad/sec ²
a	– Lineare Beschleunigung m/sec ²
ω	– Winkelgeschwindigkeit, rad/sec
v	– Lineargeschwindigkeit m/sec
θ	– Drehwinkel [siehe Hinweis unten], rad
M	– Drehmoment, Nm
F	– Linearkraft, N
f	– Reibung

[1 rad = 57,3°]

A	– Fläche, m ²
p	– Druck [siehe Hinweis unten], N/m ²
r	– Radius (r_p = Ritzelradius), m
J_m	– Massenträgheitsmoment, kgm ²
μ	– Reibungskoeffizient
t	– Zeit, sec
m	– Masse, kg
σ	– Spannung, N/m ²
g	– Beschleunigung durch Schwerkraft, 9,81 m/sec ²

[1 bar = 10⁵ N/m²]

Hinweis: Wir fertigen unsere Produkte nach dem neuesten Stand der Technik! Änderung der Katalogdaten daher ohne Vorankündigung vorbehalten!

Einführung

Ein Drehantrieb ist die kompakteste Vorrichtung zur pneumatischen oder hydraulischen Erzeugung eines Drehmoments. Die jeweiligen Symbole sind:

Hydraulik



Pneumatik



Es gibt verschiedene Arten von Drehantrieben, die jeweils spezifische Vorteile bieten. Die drei am häufigsten verwendeten Arten arbeiten nach den Prinzipien Zahnstange/Ritzel, Flügel und Steilgewinde. Die Parker Hannifin Drehantriebe der Baureihe HTR und PTR/LTR sind Drehantriebe nach dem Zahnstange/Ritzel-Prinzip.

Zahnstange/Ritzel-Drehantriebe

In einem Gehäuse aus hochfestem Stahl ist ein Ritzel gelagert, welches von einer mit zwei Zylinderkolben versehenen Zahnstange angetrieben wird. Das theoretische Drehmoment M ist das Produkt von Zylinderkolbenfläche A , Betriebsdruck p und Teilkreisradius des Ritzels r_p .

$$M = Apr_p$$

Einzel-, Doppel- oder Mehrzahnstangenausführungen sind möglich. Der Gesamtwirkungsgrad für Zahnstangenausführungen beträgt 85-90 %. Da Standard-Zylinderbauteile verwendet werden, sind auch viele Leistungsmerkmale der Standard-Zylinder bei den Drehantrieben möglich, z. B. Dämpfung, Hubverstellung, Näherungsschalter und spezielle Druckanschlüsse. Leckagefreie Dichtungen gestatten den Einsatz des Drehantriebs in jeder Position unter Last. Bei besonders kritischen Anwendungen kann der Einsatz von mechanischen Verriegelungseinheiten erforderlich sein.

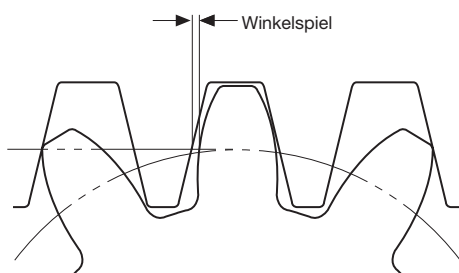
Die Zahnstangen/Ritzel-Drehantriebe ermöglichen Drehmomente von unter 1 Nm (pneumatisch) bis über 5.000.000 Nm (hydraulisch). Die verfügbaren Drehwinkel reichen von einigen Grad bis zu fünf Umdrehungen oder mehr. Typische Anwendungen des Drehantriebs sind Einsätze bei Arbeitsdrücken bis 18 bar (pneumatisch) und 210 bar (hydraulisch) mit Drehwinkeln von 90°, 180° oder 360°.

Wiederholbarkeit der Positionierung

Die Wiederholbarkeit der Positionierung von Drehantrieben wird vom jeweiligen Flankenspiel der Verzahnung beeinflusst. Das maximale Flankenspiel beträgt 0,5°. Dieses läßt sich durch Vorspannen der Zahnstange im Ritzel auf fast Null reduzieren, doch führt die erhöhte Reibung dann zu einer entsprechenden Verringerung des mechanischen Wirkungsgrades.

Maximales Winkelspiel

Individuelle Angaben sind im Produktkatalog zu finden.



Lager-Tragfähigkeit

Aufgrund der großzügigen Dimensionierung der Kegelrollenlager des Ritzels reicht die Tragfähigkeit auch zur Aufnahme externer Belastungen aus. Daher können zusätzliche Stütz- und Stehlager meist entfallen. Auch die Aufnahme von Axiallasten ist möglich. Bei Verwendung eines Drehantriebs mit Hohlwelle können neben Stützlagern auch Kupplungen entfallen.

Anwendungen für Drehantriebe

Allgemeiner Maschinenbau

- Nockenschaltung
- Indexieren
- Spannen
- Bremsen
- Positionieren
- Kippen
- Sicherheits-Schließsysteme

Fördertechnik

- Schaltförderer
- Drehen und Positionieren von Containerarretierungen bei Hubwagen
- Spannen und Führen
- Ventilbetätigung
- Bremsen
- Heben

Schifffahrt

- Öffnen und Schließen von Luken
- Schwenken des Ladegeschrirs
- Öffnen und Schließen von Brand- und Kollisionsschotts
- Ventilbetätigung
- Positionieren von Tragflügeln
- Steuerungskontrolle

Robotertechnik

- Drehung und Positionierung

Metallverarbeitung

- Drehen von Spulen
- Drehkreuze
- Schwingbalken
- Eintauch-/Rührmechanismen
- Wendevorrichtungen
- Elektrische Kippöfen
- Krustenbrechen
- Schalttische
- Ofenbeschickung

Berechnung des erforderlichen Drehmoments

Das **Auslegungsdrehmoment** stellt das maximale Drehmoment dar, das ein Drehantrieb für eine Anwendung liefern muß. Dieser Maximalwert ist größer als das **erforderliche Drehmoment** und das **Dämpfungsmoment**. Wenn das erforderliche Drehmoment höher als das Drehmoment ist, das der Drehantrieb liefern kann, dreht der Drehantrieb zu langsam oder bleibt stehen. Wenn das Dämpfungsdrehmoment zu hoch ist, kann der Drehantrieb infolge übermäßigen Druckes beschädigt werden. Erforderliches Drehmoment und Dämpfungsdrehmoment sind nachstehend über Last-, Reibungs- und Beschleunigungsmomenten definiert.

M – Drehmoment

Der Betrag der auf den Drehantrieb ausgeübten Drehkraft.

M_D – Erforderliches Drehmoment

Das vom Drehantrieb zur Ausführung der Arbeit zu gewährleistende Drehmoment. Es ist die Summe von Lastmoment, Reibungsmoment und Beschleunigungsmoment, multipliziert mit einem Sicherheitsfaktor, der vom Konstrukteur festgelegt werden muß.

$$M_D = (M_L + M_f + M_\alpha) \times \text{Sicherheitsfaktor}$$

M_L – Lastmoment

Das aufgrund beteiligter Massen und Kräfte benötigte Drehmoment. Bei Beispiel A beträgt das Lastmoment 2943 Nm, bei Beispiel B ist es Null, bei Beispiel C beträgt es 160 Nm.

M_f – Reibungsmoment

Das zum Überwinden einer Reibung benötigte Drehmoment, insbesondere bei Lagerflächen. Bei Beispiel A (hängende Last) ist das Reibungsmoment Null, bei Beispiel B (gleitende Last) beträgt es 883 Nm und bei Beispiel C (Spannvorrichtung) ist es Null.

M_α – Beschleunigungsmoment

Das Drehmoment, das zur Überwindung der Massenträgheit erforderlich ist, zur Erreichung der erforderlichen Beschleunigung oder Abbremsung. Bei Beispiel A ist die Last bewegungslos aufgehängt und daher kein Beschleunigungsmoment erforderlich. Bei Beispiel B wird die Last vom Ruhezustand auf eine bestimmte Winkelgeschwindigkeit beschleunigt. Wenn das Massenträgheitsmoment an der Drehachse J_m und die Winkelbeschleunigung α ist, dann ist das Beschleunigungsmoment gleich J_mα, d. h. bei diesem Beispiel 800 Nm. Bei Beispiel C liegt keine Beschleunigung vor.

Einige Werte für Massenträgheitsmomente und einige nützliche Gleichungen zur Bestimmung von α sind auf Seite 6 angeführt.

M_c – Dämpfungsmoment

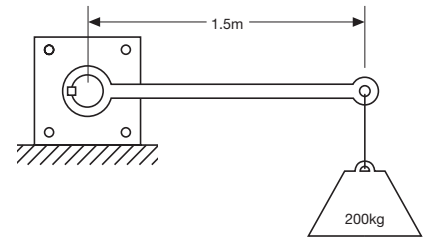
Das Drehmoment, das der Drehantrieb aufbringen muß, um eine benötigte Winkelabbremsung α* zu liefern. Das Dämpfungsmoment wird durch Drosselung des Ablaufstromes aus dem Drehantrieb erzeugt. Dadurch wird ein Gegendruck erzeugt, der die Winkelgeschwindigkeit vermindert. Häufig muß dieser Gegendruck (Abbremsung) die Trägheit der Last und den Antriebsdruck (Systemdruck) von der Pumpe überwinden. Wenn der Systemdruck während der Dämpfung beibehalten wird, ist das Dämpfungsmoment die Summe des erforderlichen Drehmoments und des Abbremsmoments abzüglich des Reibungsmoments.

$$M_c = (M_D + M_{\alpha^*} - M_f) \times \text{Sicherheitsfaktor}$$

Warnung! Eine schnelle Abbremsung kann eine unzulässige Druckverstärkung verursachen. Immer sicherstellen, daß der Dämpfungsdrehmoment nicht die Druckschranken überschreitet. Immer die Aufnahmekapazität für die Dämpfungsenergie eines Drehantriebs im Produktkatalog überprüfen.

Beispiele für erforderliche Drehmomente

Beispiel A Erforderliches Drehmoment aufgrund eines Lastmomentes



$$M_D = M_L + M_f + M_\alpha$$

$$M_L = 200 \text{ kg} \times 9,81 \text{ m/sec}^2 \times 1,5 \text{ m} = 2943 \text{ Nm}$$

$$M_f = 0$$

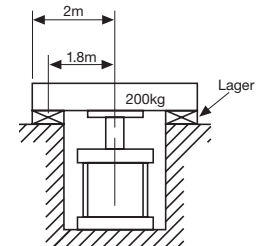
$$M_\alpha = 0$$

$$M_D = M_L = 2943 \text{ Nm}$$

Erforderliches Drehmoment M_D = 2943 Nm

Beispiel B Erforderliches Drehmoment aufgrund von Reibungs- und Beschleunigungsmoment

Eine drehende kreisförmige Plattform mit Lagerreibung. Die Plattform ruht völlig auf den Lagern – auf die Abtriebswelle wirkt keine Last.



Plattformmasse = 200 kg

Lagerradius = 1,8 m

Winkelbeschleunigung α = 2 rad/sec²

Lager-Reibungskoeffizient μ = 0,25

Rotationsmassen-Trägheitsmoment J_m = 400 kgm²

$$M_D = M_L + M_f + M_\alpha$$

$$M_L = 0$$

$$M_f = 0,25 \times 200 \text{ kg} \times 9,81 \text{ m/sec}^2 \times 1,8 \text{ m} = 883 \text{ Nm}$$

$$M_\alpha = 400 \text{ kgm}^2 \times 2 \text{ rad/sec}^2 = 800 \text{ Nm}$$

$$\text{Erforderliches Drehmoment } M_D = M_f + M_\alpha$$

$$= (883 + 800) \text{ Nm} = 1683 \text{ Nm}$$

Beispiel C Erforderliches Drehmoment aufgrund eines Lastmomentes

Die Spannvorrichtung übt eine Kraft von 200 N bei 0,8 m aus.

$$M_D = M_L + M_f + M_\alpha$$

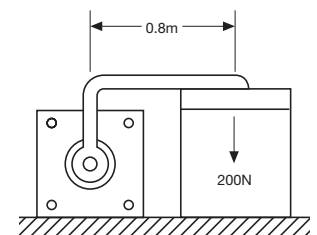
$$M_L = 200 \text{ N} \times 0,8 \text{ m} = 160 \text{ Nm}$$

$$M_f = 0$$

$$M_\alpha = 0$$

$$M_D = M_L = 160 \text{ Nm}$$

Erforderliches Drehmoment M_D = 160 Nm



Grundlegende Zusammenhänge zwischen Winkel, Geschwindigkeit und Beschleunigung

Wenn die Beschleunigung α gleichförmig ist:

$$\theta = \omega_0 t + \frac{1}{2} \alpha t^2$$

$$\alpha = (\omega_1 - \omega_0) / t$$

$$\theta = \omega_1 t - \frac{1}{2} \alpha t^2$$

$$\alpha = \frac{(\omega_1^2 - \omega_0^2)}{2\theta}$$

$$\omega_1 = \omega_0 + \alpha t$$

$$\omega_1 = (\omega_0^2 + 2\alpha\theta)^{1/2}$$

Bei konstanter Geschwindigkeit ist: $\theta = \omega t$

Hierbei ist:

t = Zeit

θ = Rotationswinkel

ω_1 = Winkelgeschwindigkeit bei Zeit t

ω_0 = Winkelgeschwindigkeit bei Zeit t = 0

J_p = Massenträgheitsmoment um eine Achse parallel zu einer Schwerlinie

J_C = Massenträgheitsmoment um eine Schwerlinie

m = Punktmasse, Schwerpunkt G

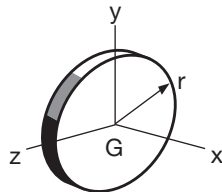
d = Abstand

Massenträgheitsmomente

Dünne Scheibe

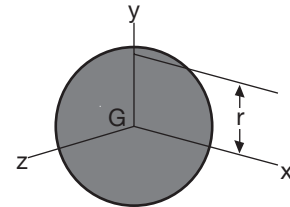
$$J_x = \frac{1}{2} m r^2$$

$$J_y = J_z = \frac{1}{4} m r^2$$



Kugel

$$J_x = J_y = J_z = \frac{2}{5} m r^2$$

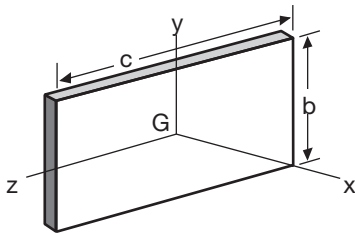


Dünne Platte

$$J_x = \frac{1}{12} m (b^2 + c^2)$$

$$J_y = \frac{1}{12} m c^2$$

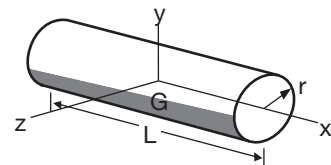
$$J_z = \frac{1}{12} m b^2$$



Zylinder

$$J_x = \frac{1}{2} m r^2$$

$$J_y = J_z = \frac{1}{12} m (3r^2 + L^2)$$

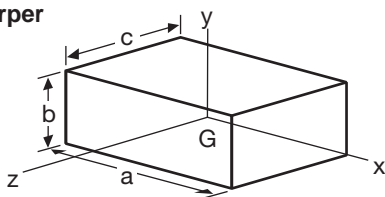


Rechtwinkliger Körper

$$J_x = \frac{1}{12} m (b^2 + c^2)$$

$$J_y = \frac{1}{12} m (c^2 + a^2)$$

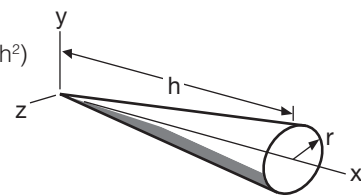
$$J_z = \frac{1}{12} m (a^2 + b^2)$$



Kegel

$$J_x = \frac{3}{10} m r^2$$

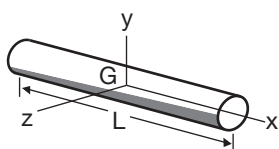
$$J_y = J_z = \frac{3}{5} m (\frac{1}{4} r^2 + h^2)$$



Dünner Stab

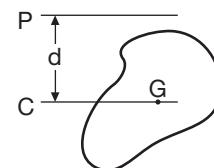
$$J_y = J_z = \frac{1}{12} m L^2$$

Angenommen $J_x = 0$



Verschiebungssatz (Satz von Steiner)

$$J_p = J_C + m d^2$$



Anwendungsbeispiele

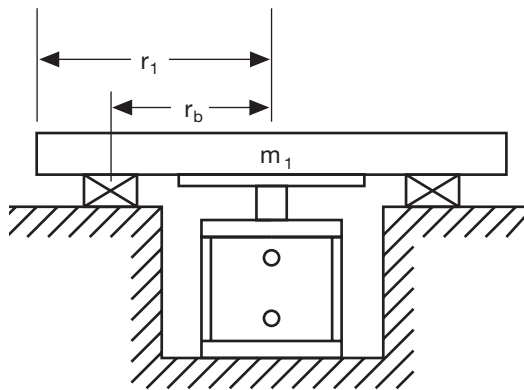
Die Anwendungsbeispiele und entsprechenden Gleichungen, die auf den nächsten Seiten angegeben sind, sollen dem Konstrukteur bei der Auswahl eines Drehantriebs behilflich sein. Sie sind in Verbindung mit den in der rechten Spalte angegebenen Hinweisen zu lesen.

	Seite
1 Rundschalttisch – keine Last	7
2 Rundschalttisch – koaxiale Last	7
3 Rundschalttisch – außermittige Last	8
4 Rohrbiegen	8
5 Einfache Spannvorrichtung	9
6 Schnecken Spannvorrichtung	9
7 Linearbewegung, Spannen	9
8 Modifizierte Linearbewegung, Spannen	9
9 Vertikale Drehebene	10
10 Harmonischer Antrieb	10

Hinweise

- Die nachstehend und auf den nächsten Seiten angegebenen Beispiele und Gleichungen sind nur als Richtlinie zu betrachten. Der Konstrukteur ist jedoch dafür verantwortlich, die Richtigkeit der Gleichungen zu überprüfen und sicherzustellen, daß alle Leistungs- und Sicherheitserfordernisse der Anwendung erfüllt werden.
- Wenn nicht anders angegeben, sind bei den nachstehenden Beispielen System- und Drehantriebs-Wirkungsgrad sowie die Auswirkungen der Reibung nicht berücksichtigt.
- Die Abbremsmomente beruhen auf der Annahme, daß der Drehantrieb aufgrund der drosselartigen Durchflußsteuerungen während der Abbremsung dem Entlastungsventildruck unterliegt.

1 Rundschalttisch - keine Last



Reibungskoeffizient = μ
 Beschleunigung = α
 Abbremsung = α^*
 Last = 0
 Vorbehaltlich Lagerreibung

$$M_D = M_L + M_f + M_\alpha$$

$$M_L = 0, \text{ keine Last}$$

$$M_f = \mu m_1 g r_b$$

$$M_\alpha = J_1 \alpha$$

$$J_1 = \frac{1}{2} m_1 r_1^2$$

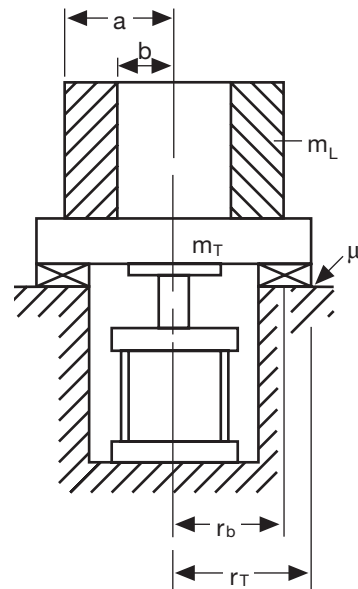
$$M_C = M_D + M_{\alpha^*} - M_f$$

$$M_{\alpha^*} = J_1 \alpha^*$$

$$\text{Gefordertes Drehmoment } M_D = \mu m_1 g r_b + \frac{1}{2} m_1 r_1^2 \alpha$$

$$\text{Dämpfungsmoment } M_C = \frac{1}{2} m_1 r_1^2 \alpha + \frac{1}{2} m_1 r_1^2 \alpha^*$$

2 Rundschalttisch - koaxiale Last



Beschleunigung = α

Der Schalttisch dreht sich in einer horizontalen Ebene mit einer zylindrischen Last.

$$M_D = M_L + M_f + M_\alpha$$

$$M_L = 0$$

$$M_f = \mu (m_T g + m_L g) r_b$$

$$M_\alpha = (J_T + J_L) \alpha$$

$$J_T = \frac{1}{2} m_T r_T^2$$

$$J_L = \frac{1}{2} m_L (a^2 - b^2)$$

$$M_C = M_D + M_{\alpha^*} - M_f$$

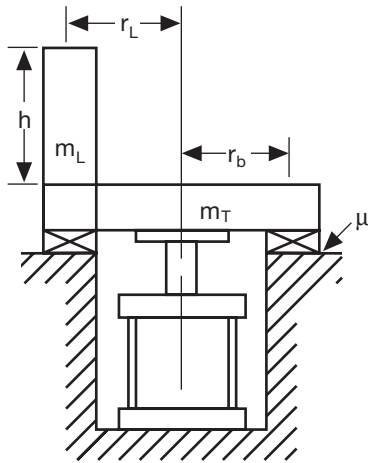
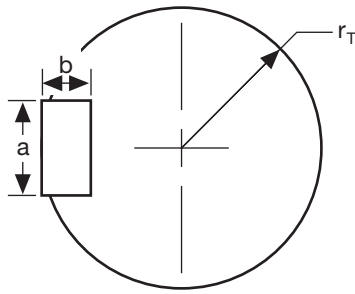
$$M_{\alpha^*} = (J_T + J_L) \alpha^*$$

Erforderliches Drehmoment $M_D =$

$$\mu (m_T g + m_L g) r_b + \frac{\alpha}{2} [m_T r_T^2 + m_L (a^2 - b^2)]$$

$$\text{Dämpfungsmoment } M_C = \frac{1}{2} (\alpha + \alpha^*) [m_T r_T^2 + m_L (a^2 - b^2)]$$

3 Rundschalttisch – außermittige Last



Beschleunigung = α
 Der Schalttisch dreht sich in einer horizontalen Ebene mit einer außermittigen Last.

$$M_D = M_L + M_f + M_\alpha$$

$$M_L = 0$$

$$M_f = \mu(m_T g + m_L g)r_b$$

$$M_\alpha = (J_T + J_L)\alpha$$

$$J_T = \frac{1}{2}m_T r_T^2$$

$$J_L = \frac{1}{12}m_L(a^2 + b^2) + m_L r_L^2$$

$$M_C = M_D + M_\alpha - M_f$$

$$M_\alpha = (J_T + J_L)\alpha$$

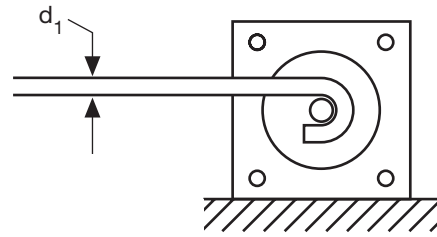
Gefordertes Drehmoment $M_D =$

$$\mu(m_T g + m_L g)r_b + \alpha[\frac{1}{2}m_T r_T^2 + \frac{1}{12}m_L(a^2 + b^2) + m_L r_L^2]$$

Dämpfungsmoment $M_C =$

$$(\alpha + \alpha') [\frac{1}{2}m_T r_T^2 + \frac{1}{12}m_L(a^2 + b^2) + m_L r_L^2]$$

4 Draht- oder Rundrohrbiegen



Beschleunigung = α
 Maximale Streckspannung für Draht- oder Rohrwerkstoff = σ_y
 Widerstandsmoment des Rohrs* = W
 Außendurchmesser des Drahts bzw. Rohrs = d_1
 Innendurchmesser des Rohrs = d_2

* Dieses kann berechnet oder in Maschinenbau-Handbüchern nachgeschlagen werden.

$$M_D = M_L + M_f + M_\alpha$$

$$M_L = W\sigma_y$$

$$M_f = 0, \text{ keine externen Lager}$$

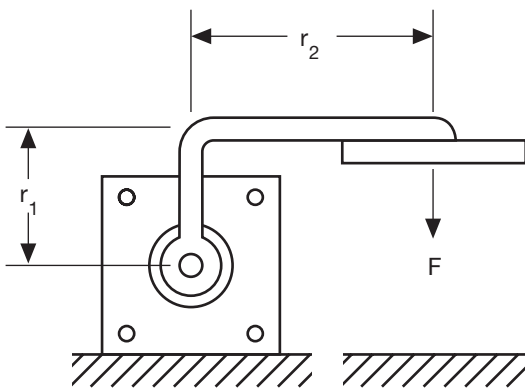
$$M_\alpha = 0, \text{ wird als Null angenommen}$$

$$M_D = M_L = W\sigma_y$$

Rundrohr –
 Erforderliches Drehmoment $M_D = \frac{\pi}{32} \left[\frac{d_1^4 - d_2^4}{d_1} \right] \sigma_y$

Runddraht –
 Erforderliches Drehmoment $M_D = \frac{\pi d_1^3 \sigma_y}{32}$

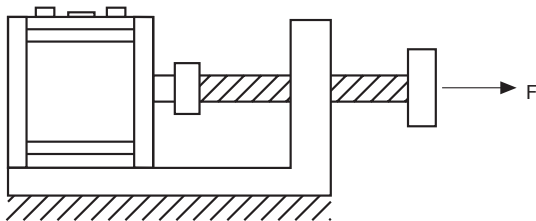
5 Einfache Spannvorrichtung



Beschleunigung = 0
Reibung = 0

Erforderliches Drehmoment $M_D = Fr_2$

6 Schneckenspannvorrichtung

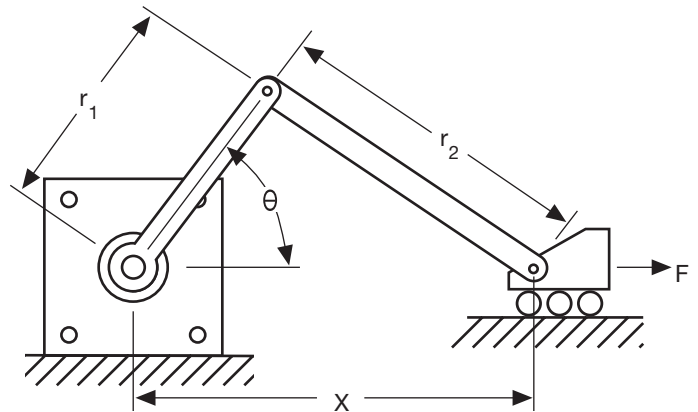


Beschleunigung = 0
Reibung = 0
Gewindesteigung = p
Spannkraft = F

Hinweis: Bei diesem Beispiel werden keine Verluste aufgrund von Gewindereibung berücksichtigt.

Erforderliches Drehmoment $M_D = \frac{Fp}{2\pi}$

7 Linearbewegung, Spannen



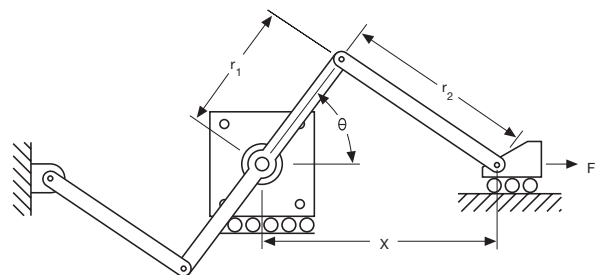
Hinweise:

- 1 Eine hohe Spannkraft wird erreicht, wenn θ an Null herankommt.
- 2 θ darf nicht Null werden können.
- 3 F darf die Lagertragfähigkeit des Drehantriebs nicht überschreiten.

Erforderliches Drehmoment $M_D = \frac{Fr_1}{2} \left[\frac{\sin 2\theta}{x - r_1 \cos \theta} + 2 \sin \theta \right]$

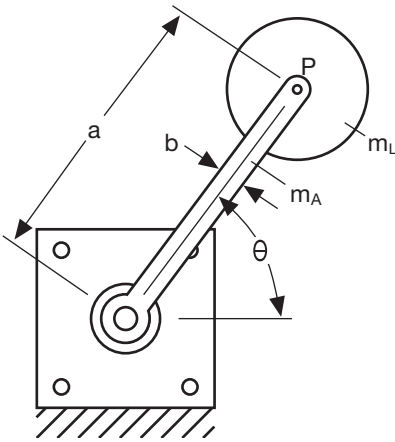
Hierbei ist $x = r_1 \cos \theta + \sqrt{r_2^2 - r_1^2 \sin^2 \theta}$

8 Modifizierte Linearbewegung, Spannen



Diese Anwendung ist ähnlich wie 7, wobei hier jedoch die Lagerbelastung für den Drehantrieb vermindert wird.

9 Vertikale Drehebene



Die Last wird durch eine vertikale Ebene gedreht. Das Lastdrehmoment M_L ist positiv oder negativ in Abhängigkeit von Position und Drehrichtung.

$$M_D = M_L + M_f + M_\alpha$$

$$\pm M_L = (m_L g + 1/2 m_A g) a \cos \theta$$

$$M_f = 0, \text{ keine externen Lager}$$

$$M_\alpha = [1/12 m_A (a^2 + b^2) + \frac{m_A a^2}{4} + m_L a^2] \alpha$$

Erforderliches Drehmoment $M_{Dmax} =$

$$(m_L g + 1/2 m_A g) a + [1/12 m_A (a^2 + b^2) + \frac{m_A a^2}{4} + m_L a^2] \alpha$$

Dämpfungsmoment $M_C = M_{Dmax} + M_{\alpha^*} - M_f$

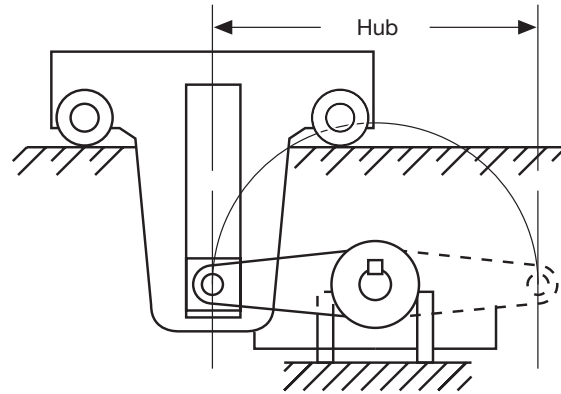
$$\text{Hierbei ist } M_{\alpha^*} = [1/12 m_A (a^2 + b^2) + \frac{m_A a^2}{4} + m_L a^2] \alpha^*$$

Hinweis: Wenn die Masse m_L nicht frei um Punkt P drehen kann, muß das Massenträgheitsmoment J_L , bezogen auf die eigene Schwerlinie, wie folgt zu den Gleichungen für M_α und M_{α^*} addiert werden:

$$M_\alpha = [1/12 m_A (a^2 + b^2) + \frac{m_A a^2}{4} + J_L + m_L a^2] \alpha$$

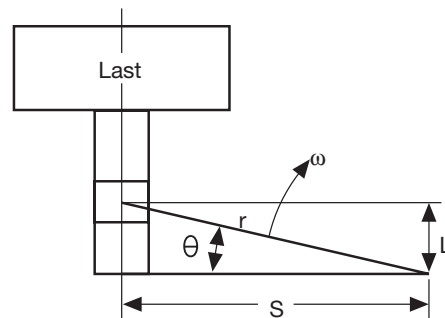
$$M_{\alpha^*} = [1/12 m_A (a^2 + b^2) + \frac{m_A a^2}{4} + J_L + m_L a^2] \alpha^*$$

10 Harmonischer Antrieb



Das gezeigte harmonische Bewegungsgestänge stellt eine kompakte, kostengünstige Methode zur Erzeugung von Linearbewegung mit weicher Beschleunigung und Abbremsung dar, die jedoch keine Proportional- oder Servohydraulik erfordert. Aufgrund dieser Eigenschaft lassen sich die Zykluszeiten von Anwendungen, wie z. B. Transferstraßen, optimieren.

Stromregelventile können zur Regulierung einer weichen Beschleunigung und Abbremsung verwendet werden, zum Transport empfindlicher Teile, wie z. B. Flaschen oder Glühlampen.



M = Drehmoment des Drehantriebs

r = Hebelarmlänge

$L = r \sin \theta$

$S = r \cos \theta$

m = Masse der Last

$g = 9,81 \text{ m/sec}^2$

f = Reibungskoeffizient der Last auf der Gleitbahn

f_s = Reibungskoeffizient der Führung

Aufgrund der gegebenen geometrischen Verhältnisse und Berücksichtigung der Reibung von Last und Schlitten sowie einer konstanten Winkelgeschwindigkeit des Drehantriebs kann Gleichung A auf Seite 11 zur Bestimmung des erforderlichen Drehmoments eingesetzt werden. Die Kurven auf Seite 11 liefern Lösungen für Gleichung A bei verschiedenen Hebellängen mit Reibungskoeffizienten von 0,05 und 0,25.

Da die Bewegungsenergie der Last dazu neigt, den Drehantrieb während der Abbremsungsphase anzutreiben, wird empfohlen, Stromregelventile in den Kreis einzubinden. Außerdem wird empfohlen, die den Kurven entnommenen Werte zur Erfüllung des maximalen Drehmomentbedarfes zu verdoppeln, sofern der Drehantrieb auch während der Abbremsung mit dem Betriebsdruck beaufschlagt wird.

In diesem Fall verwenden Sie Gleichung B, die außerdem den Reibungseffekt berücksichtigt, der zur Energieabsorption beiträgt.

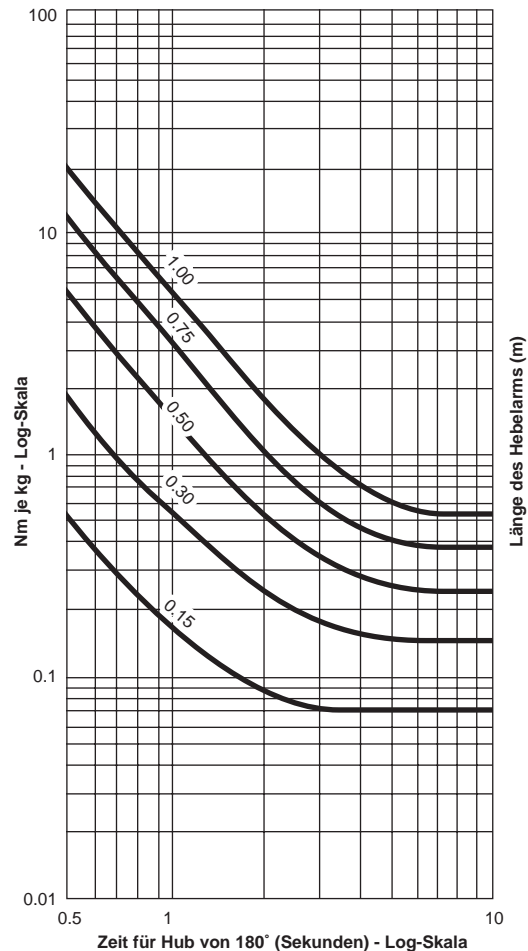
10 Harmonischer Antrieb, Forts.

Gleichung A:
$$\frac{M}{m} = \frac{r}{1 + f_f s} (f_g \sin \omega t + f_f s g \cos \omega t + r \omega^2 \cos \omega t \sin \omega t + f_s r \omega^2 \cos^2 \omega t)$$

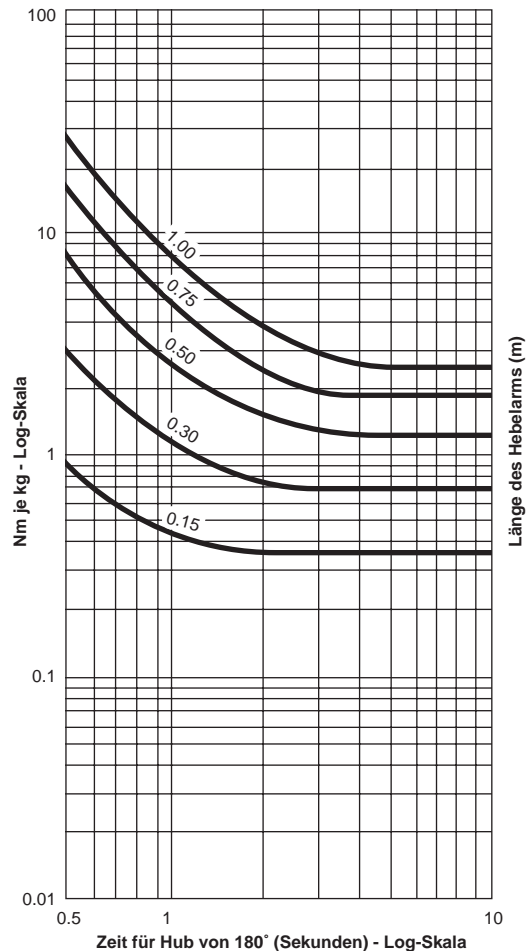
Gleichung B: $M/m (\text{real}) = 2M/m (\text{theoretisch}) - M/m (\text{bei Hubzeit von 10 Sekunden})$

Benötigtes Drehmoment je bewegtes Kilogramm

Reibungskoeffizient = 0,05



Reibungskoeffizient = 0,25



Beispiel

Eine Masse von 200 kg soll in vier Sekunden über eine Entfernung von 1,5 Metern bewegt werden. Es wird angenommen, daß die Last sich auf Rollenlagern mit einem Reibungskoeffizienten von 0,05 bewegt.

Lösung

Länge des Dreharms = 1,5 m Weg/2 = 0,75 m

Anhand der Kurven für den Reibungskoeffizienten von 0,05 den Schnittpunkt der Vier-Sekunden-Linie auf der x-Achse und der Kurve ermitteln, die die Hebelarmlänge von 0,75 Metern darstellt. Das je bewegtes Kilogramm benötigte Drehmoment kann dann von der y-Achse abgelesen werden, hier 0,48 Nm/kg.

Theoretisches Drehmoment

$$M_{\text{theoretisch}} = 200 \times 0,48 = 96 \text{ Nm}$$

Beim Abbremsen führt dies zu:

$$\begin{aligned} M_{\text{real}} &= 2M_{\text{theoretisch}} - M_{10} \\ &= (2 \times 96)\text{Nm} - (0,38 \times 200) \text{ Nm} \\ &= (192 - 76) \text{ Nm} \end{aligned}$$

Erforderliches Auslegungsdrehmoment $M = 116 \text{ Nm}$

Auslegung der Größe des Drehantriebs

Drehmoment entsteht durch das Wirken einer Kraft und eines Hebelarmes, bezogen auf einen Drehpunkt. Bei einem Drehantrieb entsteht die Kraft durch Druckbeaufschlagung des Kolbens, während der Hebelarm durch den Radius des Ritzels bestimmt ist. Bestimmend für die Auslegung eines Drehantriebs ist die Zahl der geforderten Lastspiele, das erforderliche Drehmoment, sowie die Energieaufnahmekapazität bei Abbremsung der Last. Es ist zu berücksichtigen, daß der während der Dämpfung entstehende Gegendruck häufig größer als der Arbeitsdruck ist. Ein Verfahren zur Bestimmung des geeigneten Drehantriebs für eine bestimmte Anwendung ist nachstehend beschrieben.

1. Zahl der Lastspiele festlegen.
2. Den maximal zulässigen Systemdruck p ermitteln, gemäß der eingesetzten Hydraulikkomponenten. Dies ist nicht der Systemdruck, der erst nach der Wahl eines Drehantriebs bestimmt wird.
3. Das erforderliche Drehmoment¹ M_D , das benötigt wird, unter Anwendung nachstehender Gleichung und eines geeigneten Sicherheitsfaktors (siehe Seite 5) berechnen.
$$M_D = M_L + M_f + M_\alpha$$
4. Das erforderliche Dämpfungsmoment¹ M_C unter Anwendung der nachstehenden Gleichung und eines geeigneten Sicherheitsfaktors (siehe Seite 5) berechnen.
$$M_C = M_D + M_{\alpha^*} - M_f$$
5. Unter Berücksichtigung von Zyklenzahl, Druck und Drehmomentbedarf einen geeigneten Drehantrieb auswählen.
6. Den Betriebsdruck auf Grundlage des erforderlichen Drehmoments M_D und der Drehmoment/Druck-Daten für den ausgewählten Drehantrieb berechnen. Das Druckbegrenzungsventil ist einzustellen auf:
 - Maximal den in Schritt 2 ermittelten Systemdruck
 - Maximal den Nenndruck des Drehantriebs
 - Mindestdruck zum Ausgleich von Leistungsverlusten.

7. Auf Grundlage der Berechnungen auf Seite 13 den vom Drehantrieb benötigten Volumenstrom prüfen². Sollte dieser Wert für die Anwendung nicht praktikabel sein, können M_D bzw. M_C durch folgende Maßnahmen reduziert werden:
 - Verringern des Trägheitsmoments der Last und Wiederholen von Schritt 3-5
 - Erhöhen der Zeit für die Beschleunigung und Wiederholen von Schritt 3-5
 - Erhöhen der Abbremszeit und Wiederholen von Schritt 4-5
 - Verwendung eines externen Stoßdämpfers.
8. Die Energieaufnahmekapazität des gewählten Drehantriebs im Dämpfungsbereich prüfen.

¹ Nachstehenden Warnhinweis beachten.

² Die Geschwindigkeit der Flüssigkeit darf maximal 5 m/sec erreichen, um Kavitation und Turbulenz in den Rohrleitungen zu verhindern.

Warnhinweis!

Die häufigste Ursache für den Ausfall eines Drehantriebs sind Druckspitzen, die über dem Nenndruck der Einheit liegen. Dies ist vor allem anzutreffen bei:

- Umdrehungen von über 10 U/min
- Bewegung einer großen Masse in der horizontalen Ebene
- Bewegung in vertikaler Drehebene
- Langer Hebelarm.

Bitte füllen Sie im Zweifelsfalle die Anwendungsdaten-Checkliste auf Seite 19 aus und senden Sie diese per Post oder Telefax an Ihren Parker Vertreter.

Berechnung des benötigten Pumpenförderstroms

Der für einen Drehantrieb benötigte Volumenstrom wird anhand der gewünschten Zeit für die Drehung und des Schluckvolumens des Drehantriebs auf Grundlage nachstehender Gleichung ermittelt:

$$Q = V/t$$

Hierbei ist:

Q = Volumenstrom

V = Schluckvolumen des Drehantriebs für Drehung von Endlage bis Endlage

t = Zeit zur Förderung des Schluckvolumens

Diese Gleichung ist auf Seite 14 in graphischer Form dargestellt, so daß der Pumpenförderstrom von der x-Achse abgelesen werden kann.

$$V_s = \text{Spezifisches Volumen, cm}^3/\text{rad}$$

Beispiel 1

Ein 360°-Drehantrieb soll eine 340°-Drehung in 6 Sekunden ausführen. Bei einem Schluckvolumen von 1164 cm³ ist der entsprechende Pumpenförderstrom zu ermitteln.

Lösung

Der Drehantrieb dreht nur um 340°, und daher ist das für diese Drehung benötigte Flüssigkeitsvolumen:

$$V = 1164 \times 340/360 \text{ cm}^3$$

$$= 1099 \text{ cm}^3 \text{ für eine Drehung von } 340^\circ$$

$$Q = \frac{V}{t} = \frac{1099}{6} \times \frac{60}{1000} \frac{\text{l}}{\text{min}} = 10,99 \text{ l/min}$$

Beispiel 2

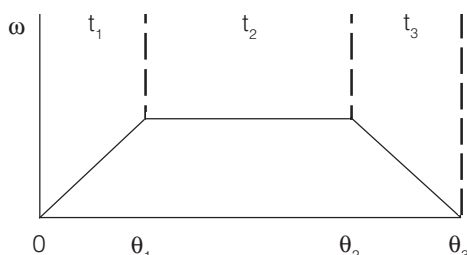
Ein Drehantrieb für 180° soll innerhalb von 10° von Null auf eine bestimmte Winkelgeschwindigkeit ω beschleunigen, diese Winkelgeschwindigkeit für die nächste 150°-Drehung beibehalten und sich dann während der letzten 20° zurück auf Null verlangsamen. Vorgegebene Zeit: 2 sec. Das Schluckvolumen beträgt 582 cm³. Zu ermitteln:

- A** Die Winkelgeschwindigkeit ω nach den ersten 10° der Drehung
- B** Der für den Drehantrieb benötigte Pumpenförderstrom
- C** Der Pumpenförderstrom, der benötigt würde, wenn der Drehantrieb mit einer konstanten Winkelgeschwindigkeit in 2 Sekunden den vollen Weg von 180° zurücklegen würde.

Lösung A

Es soll eine konstante Beschleunigung während der ersten 10° und eine konstante Abbremsung während der letzten 20° angenommen werden.

$$2 \text{ Sekunden} = t_1 + t_2 + t_3$$



$$t_1 = 2 \frac{\theta_1 - 0}{\omega} = 2 \frac{(10^\circ)}{\omega} \frac{\pi}{180^\circ} = \frac{(0,35)}{\omega}$$

$$t_2 = \frac{\theta_2 - \theta_1}{\omega} = \frac{(150^\circ)}{\omega} \frac{\pi}{180^\circ} = \frac{(2,62)}{\omega}$$

$$t_3 = 2 \frac{\theta_3 - \theta_2}{\omega} = 2 \frac{(20^\circ)}{\omega} \frac{\pi}{180^\circ} = \frac{(0,70)}{\omega}$$

$$2 \text{ Sekunden} = \frac{1}{\omega} [0,35 + 2,62 + 0,70]$$

$$\omega = 1,83 \text{ rad/sec}$$

Lösung B

Der 180°-Drehantrieb hat ein Schluckvolumen von 582 cm³. Das spezifische Schluckvolumen V_s errechnet sich wie folgt:

$$180^\circ = \pi \text{ rad}$$

$$V_s = V/\theta = 582 \text{ cm}^3/\pi \text{ rad}$$

$$V_s = 185,2 \text{ cm}^3/\text{rad}$$

Die Winkelgeschwindigkeit ω ist 1,83 rad/sec. Für den Pumpenförderstrom gilt:

$$Q = V_s \omega = 185,2 \times 1,83 \times \frac{60}{1000} \frac{\text{l}}{\text{min}}$$

$$= 20,3 \text{ l/min}$$

Lösung C

Wenn die vollen 180° mit einer konstanten Geschwindigkeit in 2 Sekunden durchlaufen würden, müßte der Pumpenförderstrom wie folgt sein:

$$Q = \frac{V}{t} = \frac{582}{2} \times \frac{60}{1000} \frac{\text{l}}{\text{min}} = 17,46 \text{ l/min}$$

Hinweis

Lösung B bzw. C zeigen, wie wichtig es ist, Beschleunigungs- und Abbremszeiten mit in Betracht zu ziehen, um die maximale Winkelgeschwindigkeit zu bestimmen. Diese Winkelgeschwindigkeit des Drehantriebs bestimmt den maximal benötigten Volumenstrom. Die Gleichungen für Geschwindigkeit und Beschleunigung sind auf Seite 6 gezeigt.

Förderstrom

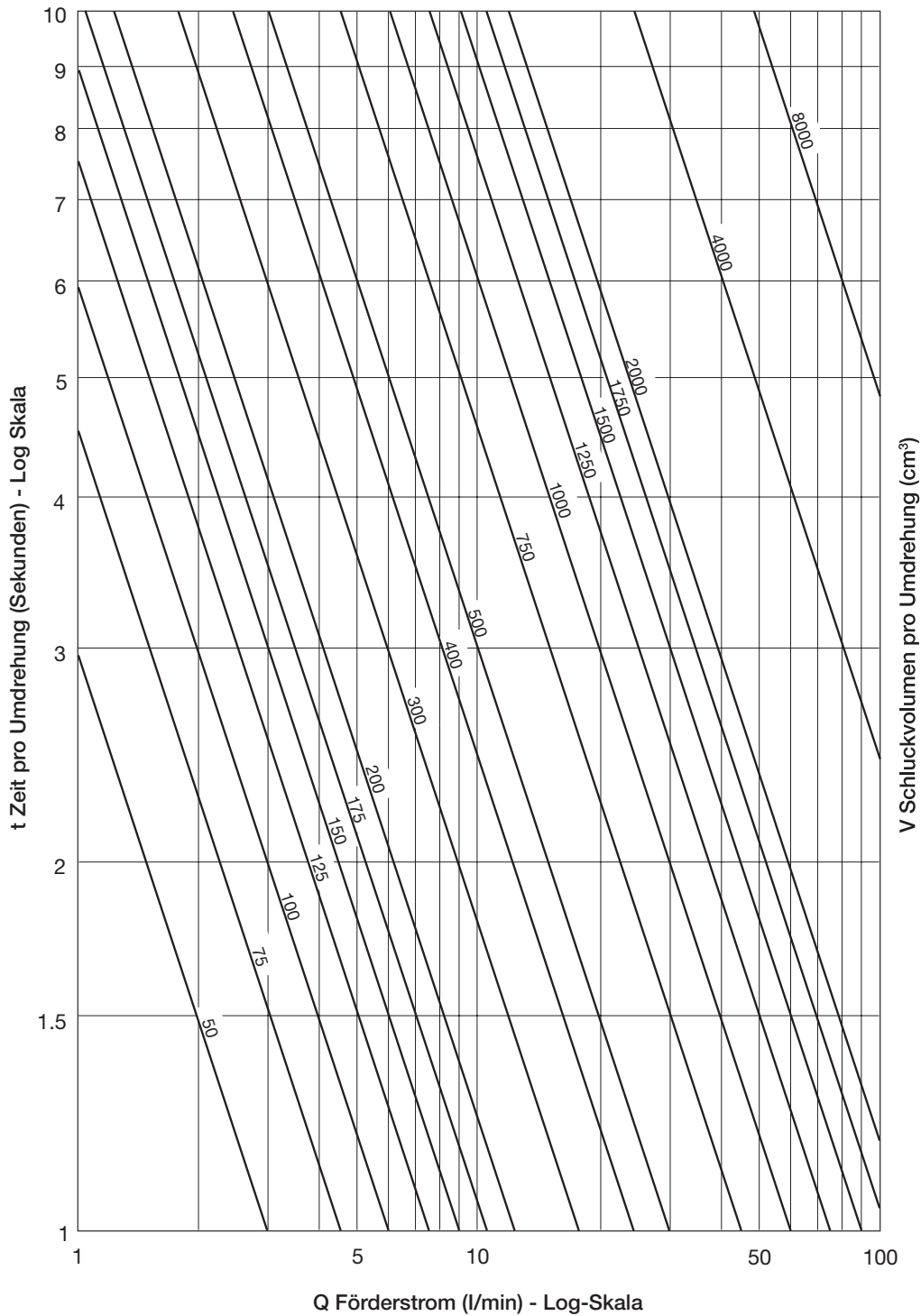
Der Förderstrom wird auf Grundlage nachstehender Gleichung berechnet:

$$t = \frac{60}{1000} \times \frac{V}{Q} = 0,06 \frac{V}{Q}$$

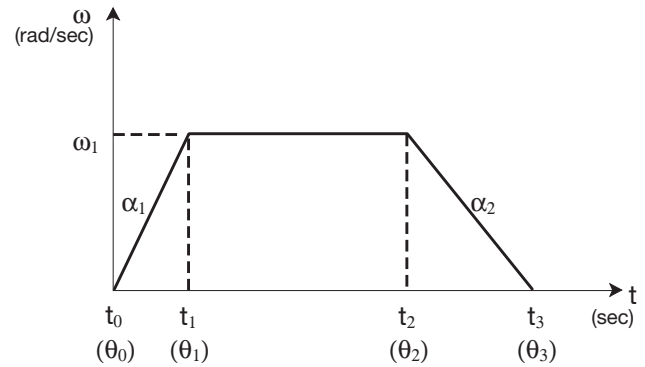
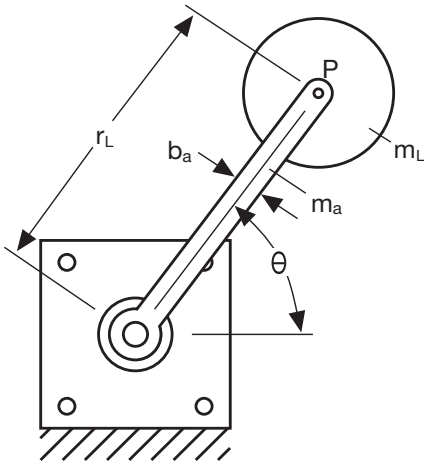
Dieser Zusammenhang ist in graphischer Form dargestellt.

Hierbei ist: Q = Förderstrom in l/min
 V = Drehantrieb-Schluckvolumen in cm³/Umdrehung

t = Zeit in Sekunden
 Der Wirkungsgrad je Umdrehung wird mit 100 % angenommen.



Beispiel



Papierrolle, 70 kg, mit Drehpunkt bei P.
Hebelarm, 6 kg (1,5 m lang, 0,3 m breit)

$m_L = 70 \text{ kg}$
 $m_a = 6 \text{ kg}$
 $r_L = 1,5 \text{ m}$
 $b_a = 0,3 \text{ m}$
 Drehung = 180°
 Zeit, $t = 4 \text{ Sekunden}$
 Druck, $p = 50 \text{ bar}$
 20°-Dämpfung montiert (0,349 rad)

Annahme: $\theta_1 = 10^\circ = 0.175 \text{ rad}$
Für diese Anwendung: $\omega_1 = \omega_2$

$$\omega_1 = \frac{2(\theta_1 - \theta_0) + (\theta_2 - \theta_1) + 2(\theta_3 - \theta_2)}{(t_3 - t_0)} \frac{\text{rad}}{\text{sec}}$$

$$= \frac{(2 \times 0,175) + (2,793 - 0,175) + (2 \times 0,349)}{4} \frac{\text{rad}}{\text{sec}}$$

$$= \frac{3,67}{4} \frac{\text{rad}}{\text{sec}} = 0,917 \text{ rad/sec}$$

$$\alpha_1 = \frac{\omega_1 - \omega_0}{t_1 - t_0} = \frac{\omega_1^2 - \omega_0^2}{2(\theta_1 - \theta_0)}$$

$$= \frac{0,917^2 - 0^2}{2 \times 0,175} \frac{\text{rad}}{\text{sec}^2}$$

$$= \frac{0,841}{0,350} \frac{\text{rad}}{\text{sec}^2} = 2.4 \text{ rad/sec}^2$$

$$\alpha_2 = \frac{\omega_3^2 - \omega_2^2}{2(\theta_3 - \theta_2)} = \frac{0^2 - 0,917^2}{2 \times 0,349} \frac{\text{rad}}{\text{sec}^2} = -1.2 \text{ rad/sec}^2$$

$$\alpha^* = -\alpha_2 = 1,2 \text{ rad/sec}^2$$

Lastspiele: 21 Sekunden Totzeit zwischen den Drehbewegungen, 8 Stunden am Tag, 5 Tage in der Woche, 50 Wochen im Jahr, Standzeit des Drehantriebs 10 Jahre.

$\theta_0 = 0^\circ = 0 \text{ rad}$	$t_0 = 0 \text{ sec}$	$\omega_0 = 0 \text{ rad/sec}$
$\theta_1 = ? = ? \text{ rad}$	$t_1 = ? \text{ sec}$	$\omega_1 = ? \text{ rad/sec}$
$\theta_2 = 160^\circ = 2,793 \text{ rad}$	$t_2 = ? \text{ sec}$	$\omega_2 = ? \text{ rad/sec}$
$\theta_3 = 180^\circ = 3,142 \text{ rad}$	$t_3 = 4 \text{ sec}$	$\omega_3 = 0 \text{ rad/sec}$

1. Lastspiele

$$\left[\frac{8 \times 60 \times 60}{(21 + 4)} \right] \times 5 \times 50 \times 10 = 2,88 \times 10^6 \text{ Zyklen}$$

Da $2,88 \times 10^6 < 10^7$: **Dauerbetrieb** gewährleistet

2. Systemdruck, $p = 50 \text{ bar}$

Bitte umblättern.....

Beispiel, Forts.

3. Erforderliches Drehmoment $M_D = M_L + M_f + M_\alpha$

$$M_L = \left[m_L g r_L + m_a g \frac{r_L}{2} \right] \cos\theta$$

$$M_{Lmax} \text{ bei } \cos\theta = 1 \quad \theta = 0^\circ$$

$$M_{Lmax} = m_L g r_L + m_a g \frac{r_L}{2}$$

$$= \left[(70 \times 9,81 \times 1,5) + (6 \times 9,81 \times \frac{1,5}{2}) \right] \text{ Nm} = 1074 \text{ Nm}$$

$M_f = 0 \text{ Nm}$, keine externe Reibung

$$M_\alpha = J_m \alpha$$

$$J_m = \frac{1}{12} m_a (r_L^2 + b_a^2) + m_a \frac{r_L^2}{4} + m_L r_L^2$$

$$= \left[\frac{1}{12} \times 6 \times (1,5^2 + 0,3^2) \right] \text{ kgm}^2 + \left[6 \times \frac{1,5^2}{4} \right] \text{ kgm}^2$$

$$+ (70 \times 1,5^2) \text{ kgm}^2$$

$$= (1,17 + 3,375 + 157,5) \text{ kgm}^2 = 162 \text{ kgm}^2$$

$$M_\alpha = 162 \times 2,4 \text{ Nm} = 390 \text{ Nm}$$

$$M_D = (1074 + 0 + 390) \text{ Nm} = \mathbf{1464 \text{ Nm}}$$

4. Dämpfungsmoment $M_C = M_D + M_{\alpha^*} - M_f$

$$M_D = 1464 \text{ Nm}$$

$$M_{\alpha^*} = J_m \alpha^*$$

$$J_m = 162 \text{ kgm}^2$$

$$M_{\alpha^*} = 162 \times 1,2 \text{ Nm} = 194 \text{ Nm}$$

$$M_f = 0, \text{ keine externe Reibung}$$

$$M_C = (1464 + 194 - 0) \text{ Nm} = \mathbf{1658 \text{ Nm}}$$

Bei Annahme eines Sicherheitsfaktors von 1,0 für dieses Beispiel muß der auszuwählende Drehantrieb in der Lage sein, dieses Drehmoment bei 50 bar zur Verfügung zu stellen.

5. Drehantrieb-Auswahl für Dauerbetrieb, 1658 Nm bei 50 bar

HTR75 erzeugt 4500 Nm bei 110 bar
(2045 Nm bei 50 bar)

6. System-Betriebsdruck, $p = \frac{1658 \times 110 \text{ bar}}{4500}$

$$= \mathbf{40,5 \text{ bar}}$$

7. Spezifisches Schluckvolumen V_s für HTR75
= 480 cm³/rad
= 3016 cm³/Umdrehung

$$\omega_1 = 0,917 \text{ rad/sec} = 6,85 \text{ sec/Umdrehung}$$

Angenommene maximale

$$\text{Winkelgeschwindigkeit } \omega_{max} = 2 \times \omega_1$$

$$= 2 \times 0,917 \text{ rad/sec}$$

$$= 1,834 \text{ rad/sec}$$

$$= 3,43 \text{ sec/Umdrehung}$$

Daher ist der Förderstrom $Q = V_s \times \omega_{max}$

$$= 480 \times 1,834 \times \frac{60}{1000} \frac{\text{l}}{\text{min}}$$

$$= \mathbf{52,8 \text{ l/min}}$$

[aus der Kurve auf Seite 14: mit 4 Sekunden je Umdrehung, 3000 cm³/Umdrehung: 55 l/min]

8. Dämpfungsenergieaufnahmekapazität

Angenommen: Abwärtsbewegung der Masse:

$$E = \frac{1}{2} J_m \omega^2 + mgR\theta$$

$$= (\frac{1}{2} \times 162 \times 0,917^2) \text{ J} + (162 \times 9,81 \times 1 \times 0,349) \text{ J}$$

$$= (68 + 555) \text{ J} = \mathbf{623 \text{ J}}$$

Bei 50 bar kann der Drehantrieb HTR75 700 Joule Energie absorbieren (vgl. Katalog HTR 1220).

$$700 \text{ J} > 623 \text{ J}$$

Daher ist der Drehantrieb HTR75 für diese Anwendung geeignet.

Empfehlungen für das Hydrauliksystem

Allgemeines Hydrauliksystem

Beim Entwurf von Hydrauliksystemen mit Drehantrieben sind folgende Kriterien zu berücksichtigen:

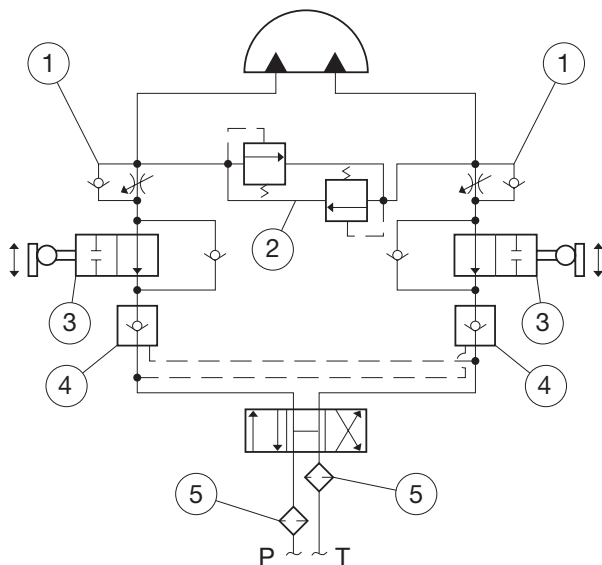
- Winkelgeschwindigkeit des Antriebs
- Kinetische Energie
- Drehantrieb-Halterfordernisse
- Systemfilterung

Die nachstehende schematische Darstellung zeigt zur Anregung allgemeine Empfehlungen für eine Musterschaltung. Stromregelventile (1) in der Zumeßposition liefern eine gesteuerte Drehantriebsgeschwindigkeit. Kritisch ist bei vertikalen Drehebene die Überkopfposition, weil die Kombination der Last und des von der Pumpe erzeugten Drucks die Belastbarkeit des Drehantriebs übersteigen kann.

Zum Schutz des Drehantriebs und anderer Systembauteile vor Druckspitzen, die durch plötzliches Stoppen des Drehantriebs in der Mitte des Hubs verursacht werden, sind Druckbegrenzungsventile (2) so dicht wie möglich am Drehantrieb zu montieren. Diese Druckbegrenzungsventile dienen auch zum Schutz von Drehantrieb und Anlage, wenn sich die Last erhöht und der Drehantrieb sich entgegen der Druckbeaufschlagungsrichtung bewegt.

Bei Anwendungen mit hohen Geschwindigkeiten und hohen Lasten kann die sich aufbauende kinetische Energie zu groß werden, um innerhalb des 20°-Dämpfungsbereiches absorbiert werden zu können. Durch Verwendung vonnocken- oder hebelbetätigten Abbremsventilen (3) kann der Abbremsbereich auf mehr als 20° vergrößert werden, so daß die kinetische Energie gleichmäßiger und ohne Druckspitzen absorbiert werden kann. Ist eine Lasthaltefunktion erforderlich, so sind leckagefreie, vorgesteuerte Rückschlagventile (4) vorzusehen, um jegliche Drift auszuschließen.

Hinweis: Aus Sicherheitsgründen sind für einige Anwendungen mechanische Verriegelungen zum Halten der Last über eine längere Zeitdauer erforderlich.



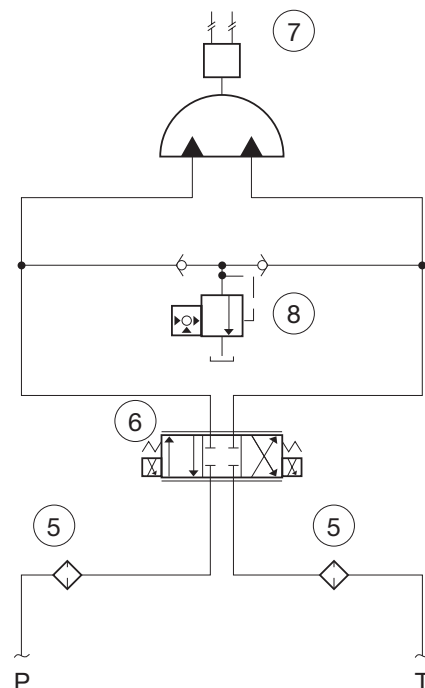
Wie bei den meisten Hydrauliksystemen muß bei Drehantriebs-Anwendungen eine Filterung vorgesehen werden, damit ein Reinheitswert entsprechend der Flüssigkeitsklassifizierung nach ISO 17/14 erreicht wird. Filter (5) sind zu montieren und zu warten, damit dieser Mindestwert sichergestellt werden kann.

Elektrohydraulische Regelung

Der Einsatz von elektrohydraulischen Bauteilen für Drehantriebs-Anwendungen ermöglicht größtmögliche Flexibilität. Proportional- oder Servoventile (6) ermöglichen eine präzise Positions- und Geschwindigkeitssteuerung. Wird der Regelkreis mit einem Positionserfassungsgerät (7) geschlossen, sind sogar spezifische Verfahrensprofile lastunabhängig möglich. Optional sind auch Drehantriebe zur Minimierung des Flankenspiels lieferbar, die ein bestmögliches Regelverhalten gestatten.

Die Steuerung des Drehmoments kann auch durch die Verwendung von Proportionaldruckregelventilen (8) zur Änderung des 'Losdrehmomentes' eines Drehantriebs oder zur Lieferung eines Drehmomentprofils für verschiedene Maschinenprozesse erzielt werden.

Alle Anmerkungen unter dem Abschnitt "Allgemeiner Hydraulikkreis" betreffen ebenso die elektrohydraulischen Anwendungen. Darüber hinaus ist zu beachten, daß die übrigen Komponenten eines elektrohydraulischen Kreises im allgemeinen eine feinere Filterung erfordern, als der Drehantrieb selbst.



Modellauswahl

Die maximalen Arbeitsdrücke für die Drehantriebe HTR, LTR und PTR betragen 210 bar, 70 bar bzw. 18 bar. Das maximal erzielbare Drehmoment ist nachstehend für alle Modelle dieser drei Baureihen angegeben.

Baureihe HTR

Drehmomente der Baureihe HTR bei 210 bar:

Einzelzahnstangenmodelle

HTR.9	100 Nm
HTR3.7	420 Nm
HTR5	560 Nm
HTR15	1700 Nm
HTR22	1700 Nm (Bei max. Arbeitsdruck von 140 bar)
HTR75	8500 Nm
HTR300	34000 Nm

Doppelzahnstangenmodelle

HTR1.8	200 Nm
HTR7.5	850 Nm
HTR10	1130 Nm
HTR30	3400 Nm
HTR45	3400 Nm (Bei max. Arbeitsdruck von 140 bar)
HTR150	17000 Nm
HTR600	68000 Nm

Baureihe LTR

Drehmomene der Baureihe LTR bei 70 bar:

Einzelzahnstangenmodelle

LTR101	45 Nm
LTR151	134 Nm
LTR201	320 Nm
LTR251	485 Nm
LTR321	1290 Nm

Doppelzahnstangenmodelle

LTR102	67 Nm (Bei max. Arbeitsdruck von 50 bar)
LTR152	268 Nm
LTR202	640 Nm
LTR252	970 Nm
LTR322	2580 Nm

Baureihe PTR

Drehmomente der Baureihe PTR bei 18 bar:

Einzelzahnstangenmodelle

PTR101	11 Nm
PTR151	33 Nm
PTR201	80 Nm
PTR251	121 Nm
PTR321	322 Nm

Doppelzahnstangenmodelle

PTR102	22 Nm
PTR152	66 Nm
PTR202	160 Nm
PTR252	242 Nm
PTR322	644 Nm

Modellnummern und Bestellangaben

Jedem Parker Zahnstangen-Drehantrieb ist eine Modellnummer zugewiesen, die aus einer Reihe von Zahlen und Buchstaben besteht. Die Entwicklung einer Modellnummer kann der Seite 'Bestellinformation' des entsprechenden Drehantriebskatalogs entnommen werden. Wählen Sie dann die Zahlen/Buchstaben aus, die die von Ihnen gewünschten Leistungsmerkmale erfüllen. Die Anwendungsdaten-Checkliste auf Seite 19 dieses Anwendungsführers ist Basis für die Auslegung Ihres Drehantriebs. Sollten weitere Informationen notwendig sein, so senden Sie bitte eine Kopie dieser Seite ausgefüllt an die unten auf Seite 19 angegebene Adresse.

Wartung und Ersatzteillisten

Vollständige Anleitungen für die Wartung der Parker Drehantriebe sowie eine komplette Liste verfügbarer Ersatzteile sind in entsprechenden Wartungsanleitungen enthalten. Für weitere Einzelheiten wenden Sie sich bitte an Ihre örtliche Parker Geschäftsstelle, deren Adresse auf der Rückseite dieses Anwendungsführers zu finden ist.

Drehantriebe

Parker Ref.

Kontaktinformation

Name: Position:

Firma:

Anschrift:

PLZ:

Tel.: Telefax:

Funktionsdaten

1 Funktionsweise – Hydraulik/Pneumatik	11 Kurzbeschreibung des Einsatzfalles (<i>ggf. separate Skizze beilegen</i>)
2 Betriebsdruck – bar
3 Betriebstemperatur – °C.....
4 Erforderliches Drehmoment – Nm
5 Erforderlicher Drehwinkel – °
6 Zykluszeit – Sek.
7 Standzeit – Zyklenanzahl
8 Externe Lagerbelastung – kN
9 Betriebsbedingungen
10 Max. Belastbarkeit
a Max. Masse – kg
b Rotationsmassen-Trägheitsmoment – kgm ²
c Max. Rotationsgeschwindigkeit – rad/sec
Rechts-/Linkslauf
d Max. Rotationsbeschleunigung – rad/sec ²
Rechts-/Linkslauf

Mechanische Daten

12 Befestigungsart	17 Winkelverstellung
.....	18 Näherungsschalter/Wegmeßsysteme
13 Wellentyp
.....	19 Sonderanforderungen
14 Anschluß und Position
15 Dichtungen
16 Dämpfung

Bitte fotokopieren, ausfüllen und per Post/Telefax einsenden an:

Parker Hannifin GmbH
 Produktmanager Drehantriebe
 Delmenhorster Str. 10, 50735 Köln
 Tel.: 0221/71720 Telefax: 0221/7172 219



Parker Hannifin GmbH
Delmenhorster Strasse 10
50735 Köln
Telefon: (0221) 71720
Telefax: (0221) 7172219

BELGIEN
Parker Hannifin N.V.
Marcel Thiry Court
Av. Marcel Thiry/laan 200D
B-1200 Brüssel
Telefon: (02) 762 18 00
Telefax: (02) 762 33 30

DÄNEMARK
Parker Hannifin Danmark A/S
Industrigrenen 11
Dk - 2635 Ishøj
Telefon: 43 54 11 33
Telefax: 43 73 31 07

FRANKREICH
Parker Hannifin RAK S.A.
Groupe Fluidpower
Z.A.E. La Forêt
74138 Contamine-sur-Arve
Telefon: (50) 25.80.25
Telefax: (50) 03.67.37

FINNLAND
Oy Parker Hannifin
Tuupakantie 8 - 10 B
SF-01740 Vantaa
Telefon: 878 4211
Telefax: 878 2620

GROSSBRITANNIEN
Parker Hannifin plc
Greycaine Road,
GB-Watford
Herts, WD2 4QA
Telefon: (923) 244377
Telefax: (923) 248557

ITALIEN
Parker Hannifin S.p.A.
Via Carducci 11
21010 Arsago-Seprio
I-Varese
Telefon: (0331) 768056
Telefax: (0331) 769059

NIEDERLANDE
Parker Hannifin N.V.
1 Edisonstraat
NL-7575 AT Oldenzaal
Telefon: (5410) 85000
Telefax: (5410) 85459

NORWEGEN
Parker Hannifin A/S
Berghagen Langhus
P.O. Box 8
N-1405 Langhus
Telefon: (64) 867760
Telefax: (64) 866888

ÖSTERREICH
Parker Hannifin GmbH
Handelskai 52
A-1200 Wien
Telefon: (222) 353605-07
Telefax: (222) 35 360577

POLEN
Parker Hannifin Corporation
Lopuszanska Str. 53
02232 Warsaw
Telefon/Telefax: (22) 461455

SCHWEDEN
Parker Hannifin Sweden AB
Box 8314
163 08 Spånga
Telefon: (8) 760 29 60
Telefax: (8) 761 81 70

SCHWEIZ
Hydrel AG Romanshorn
Postfach 100
8590 Romanshorn
Telefon: (71) 611111
Telefax: (71) 633106

SPANIEN
Parker Hannifin Espana S.A.
Parque Industrial Las Monjas
Estaciones, No. 8
28850 Torrejon de Ardoz
Madrid
Telefon: (341) 675 73 00
Telefax: (341) 6 75 77 11

TSCHECHOSLOWAKEI
Parker Hannifin Corporation
Technometra Praha
Strasnicka 783
102 22 Praha 10
Telefon: (2) 752544
Telefax: (2) 752568

TÜRKEI
Hidroser Hidrolik-Pnömatik
Ekipmanlari San. ve Tic. A.S.
Necatibey Cad. No. 65
80030 Karaköy - Istanbul
Telefon: (212) 243 26 29
Telefax: (212) 251 19 09

UNGARN
Parker Hannifin Corporation
Lipotvar U.8
H-1141 Budapest
Telefon/Telefax: 36-1 252 2539