



# 4

## Getriebemotoren Auswahl

<b>Spezifikation von Getriebemotoren .....</b>	<b>37</b>
<b>Antriebsauslegung .....</b>	<b>38</b>
Antriebsauslegung Allgemein.....	38
Erforderliche Daten zur Antriebsauslegung .....	38
Ermittlung der Motorleistung .....	39
Ermittlung der Drehmomentbedarfes .....	39
Ermittlung der Getriebeuntersetzung .....	39
Ermittlung des Trägheitsfaktors .....	39
Festlegung des Stoßgrades .....	40
Festlegung des Mindestbetriebsfaktors $f_{Bmin}$ .....	40
Festlegung Bremse .....	40
<b>Auslegung Motoren .....</b>	<b>41</b>
Drehzahl-Drehmomenten-Kennlinie .....	41
Dynamische Leistung .....	42
Statische Leistung .....	42
Gesamtleistung $P_G$ .....	42
Auswahl des Motors .....	43
IE2 .....	43
IE1 .....	43
Leerschalthäufigkeit $Z_0$ .....	44
Belastungsfaktor $K_L$ .....	44
<b>Radial – und Axialkräfte an der Arbeitswelle .....</b>	<b>45</b>
Radial – und Axialkräfte an der Arbeitswelle .....	45
Maximal zulässige Radialkraft am Kraftangriffspunkt X .....	45
Belastungsgrenze Lager .....	45
Wellenfestigkeit .....	46
Stirnradgetriebe Reihe BG .....	46
Flachgetriebe Reihe BF .....	47
Kegelradgetriebe Reihe BK .....	48
Stirnrad-schneckengetriebe Reihe BS .....	48
Übertragungselemente .....	49
Faktor $f_z$ für Art des Übertragungselements .....	49
Axialkraft .....	49
<b>Projektierung nach Wirkungsgrad .....</b>	<b>50</b>
Projektierung des Antriebes nach Wirkungsgrad .....	50
Einsparungspotentiale Motor: $\eta_{Motor}$ .....	50
Rechnerische Ermittlung des Wirkungsgrades bei Teillast .....	50
Getriebewirkungsgrad $\eta_{Getriebe}$ .....	51
Anlagenwirkungsgrad $\eta_{Anlage}$ .....	51
<b>Stoßgrade von Arbeitsmaschinen .....</b>	<b>52</b>



# Getriebemotoren Auswahl

## Spezifikation von Getriebemotoren



Bauer Gear Motor GmbH  
 Eberhard-Bauer-Str. 37 73734 Esslingen  
 +49 (711) 3518-0 info@bauergears.com

Information  
 Firma: \_\_\_\_\_  
 Kontaktperson: \_\_\_\_\_  
 Telefon: \_\_\_\_\_  
 E-Mail: \_\_\_\_\_

### Fragebogen zur Auswahl von Getriebemotoren

#### Getriebetyp



BG  
Stirradgetriebe



BF  
Flachgetriebe



BK  
Kegelradgetriebe



BS  
Schneckenradgetriebe



Hiflex  
 Standard  
 Edelstahl

Stückzahl: \_\_\_\_\_  
 Einsatzland: \_\_\_\_\_

#### Technische Daten

Abtriebsdrehzahl n2: \_\_\_\_\_ rpm  
 Drehmoment M2: \_\_\_\_\_ Nm  
 Motorleistung: \_\_\_\_\_ kW  
 Wirkungsgradklasse: \_\_\_\_\_  
 mit Polumschaltung: \_\_\_\_\_

Spannung: \_\_\_\_\_ V  
 Schaltung:  Y  Δ  
 Temperaturklasse:  B  F  H  
 Frequenz:  50 Hz  60 Hz  
 Frequenzumrichterbetrieb  
 Frequenzbereich: \_\_\_\_\_ Hz

#### Betrieb

erforderlicher Servicefaktor: min. \_\_\_\_\_ max. \_\_\_\_\_  
 oder Art der Lasten (Förderband, Mischer, Brecher, Zentrifuge usw.): \_\_\_\_\_  
 Anzahl Schaltvorgänge pro Stunde: \_\_\_\_\_

tägliche Betriebszeit:  8 Stunden  16 Stunden  24 Stunden  
 leichte Stoßbelastung  mäßige Stoßbelastung  heftige Stoßbelastung  
 Betriebsart:  S1  S2 \_\_\_\_\_ min  andere S \_\_\_\_\_ Einschaltzeit = \_\_\_\_\_ %

#### Ausführung Arbeitswelle

Zapfenwelle auf Seite V/H/VH \_\_\_\_\_  Zapfenwelle ohne Passfeder  sonstiges (Skizze beigefügt)  
 Hohlwelle mit Passfedernut  Hohlwelle für Schrumpfscheibe  Vielkeilwelle nach DIN 5480  
 Schrumpfscheibe  
 Zapfenwelle (DxL), \_\_\_\_\_ x \_\_\_\_\_ mm  zweites Motorwellenende mit Passfeder  
 zweites Motorwellenende (DxL), \_\_\_\_\_ x \_\_\_\_\_ mm  zweites Motorwellenende Vierkant

#### Einbaulage

Fuß mit Durchgangsloch  A-Flansch  Rückseite  Unterseite  
 Fuß mit Gewindebohrungen  C-Flansch mit Gewindebohrungen  Vorderseite  oben  
 Drehmomentstütze mit Gummipuffern  Fußplatte  links  rechts

Montage (lt. Seite 2 - H1, H2, V1, V2, etc.): \_\_\_\_\_  
 Klemmenkastenlage (lt. Seite 3) :  I  II  III  IV  
 sonstiges: \_\_\_\_\_

**Lackierung**  
 Standard RAL 7031  
 sonstiges RAL \_\_\_\_\_

#### Umgebung

IP-Schutz Typ per EN 60034:  IP54  IP65  IP66  IP67  IP68  IP69K  
 Innenaufstellung  Außenaufstellung  korrosive Umgebung: \_\_\_\_\_  
 Umgebungstemperaturbereich: von - \_\_\_\_\_ °C bis + \_\_\_\_\_ °C relative Luftfeuchtigkeit: \_\_\_\_\_ %

#### Motor-Anbauten

Bremse, Spannung: \_\_\_\_\_ V  erforderliches Bremsmoment: \_\_\_\_\_ Nm  manuelle Bremslüftung  
 Rücklaufsperrung:  links  rechts  Überwachung von Bremsverschleiß/Funktion  Bremsenheizung  
 Thermistor-Motorschutz  Thermostate Motorschutz  Antikondensat-Motorheizung  
 Temperatursensor KTY  Temperatursensor PT100  
 Geberart \_\_\_\_\_ Impulszahl: \_\_\_\_\_ Versorgungsspannung:  HTL \  TTL  
 Schutzdach  Fremdbelüftung

Zusätzliche Anforderungen können in schriftlicher Form festgelegt werden.

### Antriebsauslegung Allgemein

Für die Herstellung von Waren und Gütern sind in den Produktionsanlagen und zur Handhabung Bewegungsvorgänge erforderlich. Zu Ihrer Realisierung werden in stationären Produktionsanlagen Getriebemotoren eingesetzt. Ihre optimale Anpassung an den jeweiligen Bewegungsvorgang ist das Ziel einer Antriebsauslegung.

Die Bewegungsabläufe in Maschinen und Anlagen können sehr verschieden sein. Der erfahrene Projektierer reduziert die benötigten Bewegungsabläufe auf wenige Standardlösungen:

- kontinuierliche Linearbewegungen
- reversierende Linearbewegungen
- Linearbewegungen in der Horizontalen
- Linearbewegungen in der Vertikalen und der Schrägen beim Lastheben\Lastsenken
- Kontinuierliche Drehbewegungen und reversierende Drehbewegungen

Alle Bewegungsvorgänge sind zu unterteilen in:

- die Beschleunigungsphase
- die Phase mit konstanter Geschwindigkeit
- die Abbremsphase

Bei der Antriebsdimensionierung sind alle Bewegungsabschnitte separat zu betrachten, um zu ermitteln, in welchem die Belastung am höchsten ist. Nach der maximalen Belastung erfolgt die Auswahl des Antriebssystems.

Unser Sonderdruck "Projektierungshandbuch" gibt Hilfestellung für die unterschiedlichen Anwendungsfälle.

### Erforderliche Daten zur Antriebsauslegung

Zusätzlich zu den Angaben aus "Spezifikation von Getriebemotoren" werden folgende Daten für die Antriebsauslegung benötigt:

Bezeichnung	Beschreibung	Einheit
Z	Schalzhäufigkeit	[1/h]
t <sub>d</sub>	Betriebszeit pro Tag	[h]
t <sub>a</sub>	Verzögerungszeit	[s]
n <sub>2</sub>	Abtriebsdrehzahl	[1/min]
n	Bemessungsdrehzahl an der Läuferwelle	[1/min]
J	Massenträgheitsmoment	[kgm <sup>2</sup> ]
J <sub>ext</sub>	Externes Massenträgheitsmoment	[kgm <sup>2</sup> ]
J <sub>ext</sub>	Externes Massenträgheitsmoment bezogen auf die Läuferwelle des Motors	[kgm <sup>2</sup> ]
J <sub>rot</sub>	Massenträgheitsmoment des Läufers	[kgm <sup>2</sup> ]
F	Kraft	[N]
m	Masse	[kg]
v	Geschwindigkeit	[m/s]
a	Beschleunigung	[m/s <sup>2</sup> ]
g	Erdbeschleunigung	[m/s <sup>2</sup> ]
P <sub>dyn</sub>	Dynamische Leistung	[kW]
P <sub>s</sub>	Statische Leistung	[kW]
P	Leistung	[kW]
M <sub>2</sub>	Abtriebsdrehmoment	[Nm]
M <sub>2erf</sub>	Erforderliches Antriebsdrehmoment	[Nm]
M <sub>N</sub>	Bemessungsdrehmoment an der Läuferwelle	[Nm]
M <sub>a</sub>	Verzögerungsmoment	[Nm]
M <sub>L</sub>	Bremsendes oder treibendes Lastmoment	[Nm]
M <sub>gr</sub>	Spezifisches Grenzmoment des Getriebes bei Untersetzung i	[Nm]
M <sub>Br</sub>	Bemessungsmoment der Bremse	[Nm]
i	Untersetzung Getriebe	
Fl	Trägheitsfaktor	

### Ablauf Antriebsauslegung

#### Auslegung Motor

##### Ermittlung der Motorleistung

Die erforderliche Leistung lässt sich im Allgemeinen wie folgt berechnen:

$$P = \frac{F \times v}{\eta}$$

Wie oben beschrieben, werden die Bewegungsvorgänge in die Beschleunigungsphase (dynamische Leistung), die Phase mit konstanter Geschwindigkeit (statische Leistung) und die Abbremsphase unterteilt.

Je nach Bewegungsvorgang hat die Kraft  $F$ , welche alle zu überwindenden Widerstände wie Rollreibung, Reibkraft, Hubkraft, Beschleunigung usw. aus dem Antriebsstrang berücksichtigt, einen sehr starken Einfluss auf die Leistung und ist gemäß dem Anwendungsfall, explizit zu ermitteln.

Hilfestellung für die richtige Auslegung der Motorleistung finden Sie in Kapitel 15.

##### Ermittlung der Drehmomentbedarfes

Soweit die Motorleistung ermittelt wurde, kann das erforderliche Getriebeabtriebsdrehmoment berechnet werden mit:

$$M_2 = \frac{P \times 9550}{n_2}$$

##### Ermittlung der Getriebeuntersetzung

Die Getriebeuntersetzung ist das Verhältnis der Bemessungsdrehzahl des Motors, (siehe Kapitel 15 Motordatenblatt), zur gewünschten Abtriebsdrehzahl des Getriebemotors.

$$i = \frac{n}{n_2}$$

##### Ermittlung des Trägheitsfaktors

#### Auslegung Getriebegröße

Der Trägheitsfaktor  $FI$  ist das Verhältnis sämtlicher, auf die Drehzahl des Motors umgerechneter und von ihm angetriebenen Massen, einschließlich des Trägheitsmoments des Motorläufers zum Trägheitsmoment des Motorläufers, also:

$$FI = \frac{J_{\text{ext}} + J_{\text{rot}}}{J_{\text{rot}}} \quad \text{wobei} \quad J_{\text{ext}} = \frac{J_{\text{ext}}}{i^2} \quad \text{ist.}$$

### Festlegung des Stoßgrades

Der Stoßgrad, (siehe Kapitel 6/7/8/9), wird in Abhängigkeit von dem FI – Faktor, dem Übertragungselement und dem relativen Stoßmoment, ermittelt.

### Festlegung des Mindestbetriebsfaktors

$f_{Bmin}$

Entsprechend der Betriebszeit pro Tag, der Schalthäufigkeit und dem festgelegten Stoßgrad kann der Betriebsfaktor  $f_{Bmin}$  aus den Tabellen in Kapitel 6/7/8/9 entnommen werden.

Mit diesem Mindestbetriebsfaktor  $f_{Bmin}$  wird nun ein Getriebemotor aus den Auswahltabellen selektiert, welcher einen höheren Betriebsfaktor bei der erforderlichen Abtriebsdrehzahl, Abtriebsdrehmoment und Motorleistung, aufweist.

Wichtig: Der Betriebsfaktor bezieht sich nur auf den statisch erforderlichen Drehmomentbedarf der Applikation, welches über das Abtriebsdrehmoment des gewählten Getriebemotors abgedeckt werden sollte.  
Der dynamische Anteil wird hierbei nicht berücksichtigt.

Der reelle Betriebsfaktor des Getriebemotors bezogen auf das statisch erforderliche Drehmoment lässt sich somit wie folgt berechnen:

$$f_B = \frac{M_{gr}}{M_{2erf}}$$

Als letzter Schritt sind die Zusatzausführungen für den Getriebemotor festzulegen.

### Festlegung Bremse

Im wesentlichen ist die Funktionalität der Bremsanwendung, in Abhängigkeit auf die zu leistende Reibarbeit als Haltebremse bzw. Arbeitsbremse zu unterscheiden.  
Die Definition der Haltebremse bzw. der Arbeitsbremse ist unter Kapitel 16 zu finden.

Das erforderliche Bremsmoment kann, sobald alle Daten und Forderungen bekannt sind, wie folgt berechnet werden:

$$M_{br} = M_a \pm M_L$$

$$M_a = \frac{J \times n}{9,55 \times t_a}$$

Sind keine spezifischen Daten der Anwendung bekannt, empfehlen wir das Bremsmoment bei horizontal angetriebenen Anlagen mit dem 1,0...1,5 fachen des Motorbemessungsmomentes zu wählen.

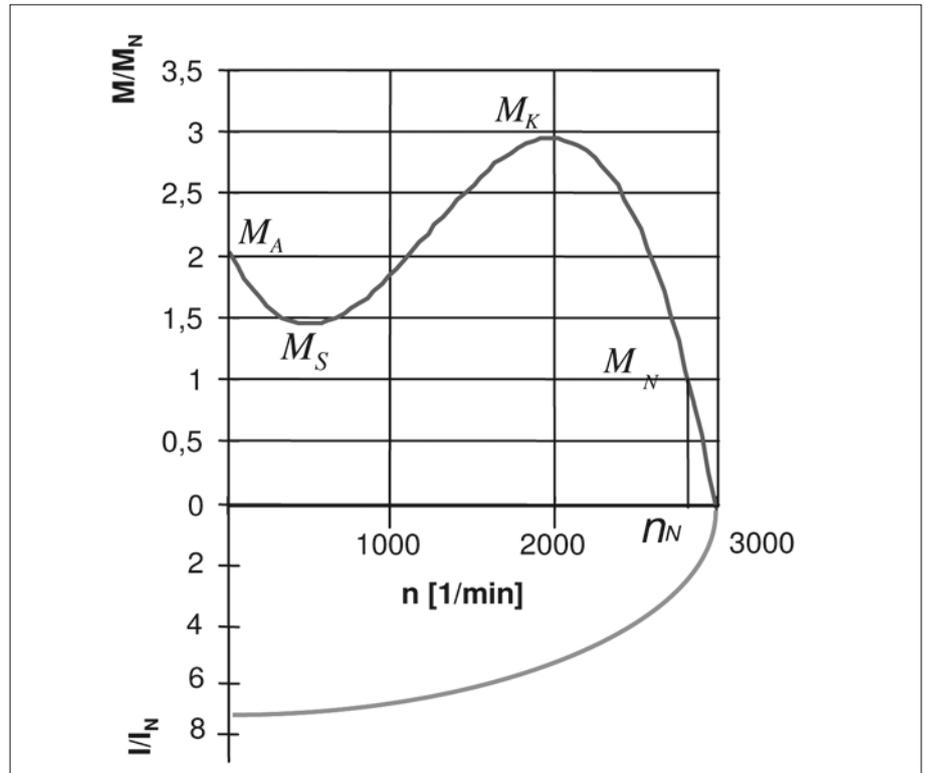
Bei Anwendungen mit Fremdmassenträgheitsmomenten (FI größer 2) und mit Schalthäufigkeiten pro Stunde ist die Bremsengröße unbedingt nach der thermisch zulässigen Schaltarbeit zu bemessen. Detaillierte Auslegung der Bremse siehe Kapitel 16.

Bei Hubwerken ist aus Sicherheitsgründen immer das 2-fache Bemessungsmoment des Motors als Bremsmoment zu wählen.

### Drehzahl-Drehmomenten-Kennlinie

Die Drehzahl-Drehmomenten-Kennlinie beschreibt die Funktionsweise der Asynchronmaschine. Die im Diagramm schematisch dargestellten Eckpunkte der Drehmomente sind wichtige Kriterien für die Auslegung der Motoren.

### Drehzahl - Drehmomentkennlinie



Mit dem **Anzugsmoment**  $M_A$  im Stillstand, auch Losbrechmoment genannt, wird die gewünschte Beschleunigung der Anlage eingestellt. Bei Netzbetrieb ist zu beachten, dass die in den Motordaten aufgeführten Anlaufmomente meistens als Verhältnis  $M_A/M_N$ , feste und nicht beeinflussbare Kenngrößen sind. Dies bedeutet, dass bei Netzbetrieb nur näherungsweise die gewünschte Beschleunigung eingestellt werden kann. Der Umrichterbetrieb wird gesondert behandelt.

Das **Sattelmoment**  $M_S$ , auch als Durchzugsmoment bezeichnet, ist das kleinste Drehmoment, das während des Hochlaufs auftritt. Es muss auf jeden Fall größer sein, als das in diesem Augenblick wirkende Lastmoment, da der Antrieb sonst nicht beschleunigt werden kann.

Das **Kippmoment**  $M_K$  ist das maximale Drehmoment, das der Motor abgeben kann. Steigert man die Belastung über das Bemessungsmoment  $M_N$ , so nimmt der Schlupf  $s$  weiter zu, die Drehzahl  $n$  wird kleiner und der Motor liefert ein größeres Drehmoment. Dies kann bis zu einem Maximalwert  $M_K$  gesteigert werden. Dann kippt der Motor, d. h., seine Drehzahl bricht bei diesem Schlupfwert (Kippschlupf) plötzlich zusammen. Wird das Kippmoment überschritten, muss entweder die Last weggenommen oder der Motor sofort ausgeschaltet werden. Ansonsten wird der Motor durch die rasant steigende Erwärmung zerstört.

Das **Bemessungsdrehmoment**  $M_N$  ist das im Dauerbetrieb konstant zur Verfügung stehende Drehmoment bei Bemessungsleistung  $P_N$  und Bemessungsdrehzahl  $n_N$ .

# Getriebemotoren Auswahl

## Auslegung Motoren

### Dynamische Leistung

Die dynamische Leistung ist die Leistung, die das gesamte System (Last, Übertragungsglieder, Getriebe und Motor) beschleunigt

$$P_{\text{dyn}} = \frac{m \times a \times v}{\eta}$$

$P_{\text{dyn}}$  Dynamische Leistung [W]  
 $m$  Masse [kg]  
 $a$  Beschleunigung [m/s<sup>2</sup>]  
 $v$  Geschwindigkeit [m/s]  
 $\eta$  Wirkungsgrad

### Statische Leistung

Die statische Leistung berücksichtigt alle Kräfte, die im unbeschleunigten Zustand auftreten. Dies sind unter anderem: Rollreibung, Reibkräfte, Hubkraft bei Steigung und Windkraft.

$$P_S = \frac{F_F \times v}{\eta}$$

$P_S$  Statische Leistung [W]  
 $F_F$  Fahrwiderstand [N]

### Gesamtleistung $P_G$

$$P_G = P_{\text{dyn}} + P_S$$

$$P_G = \frac{m \times a \times v}{\eta} + \frac{F_F \times v}{\eta}$$

Horizontale Bewegung, Drehbewegung und Vertikalbewegung aufwärts	
Hochlaufzeit [s]	$t_A = \frac{\left[ J_M + \frac{J_{\text{ext}}}{\eta} \right] \times n_M}{9,55 \times \left[ M_A - \frac{M_L}{\eta} \right]}$
Schalthäufigkeit [c/h]	$Z = Z_0 \times \frac{1 - \left[ \frac{M_L}{M_A \times \eta} \right]}{\left[ \frac{J_S + \frac{J_{\text{ext}}}{\eta} + J_M}{J_M} \right]} \times K_L$
Vertikalbewegung abwärts	
Hochlaufzeit [s]	$t_A = \frac{\left[ J_M + \frac{J_{\text{ext}}}{\eta} \right] \times n_M}{9,55 \times \left[ M_A - (M_L \times \eta) \right]}$
Schalthäufigkeit [c/h]	$Z = Z_0 \times \frac{1 - \left[ \frac{M_L \times \eta}{M_A} \right]}{\left[ \frac{J_S + J_M + (J_{\text{ext}} \times \eta)}{J_M} \right]} \times K_L$

### Auswahl des Motors

Beispiel:

Erforderliches dynamisches Moment am Motor (Beschleunigung): 126 Nm

Erforderliches statisches Moment am Motor: 70,0 Nm

Gesamtmoment am Motor: 196 Nm

### IE2

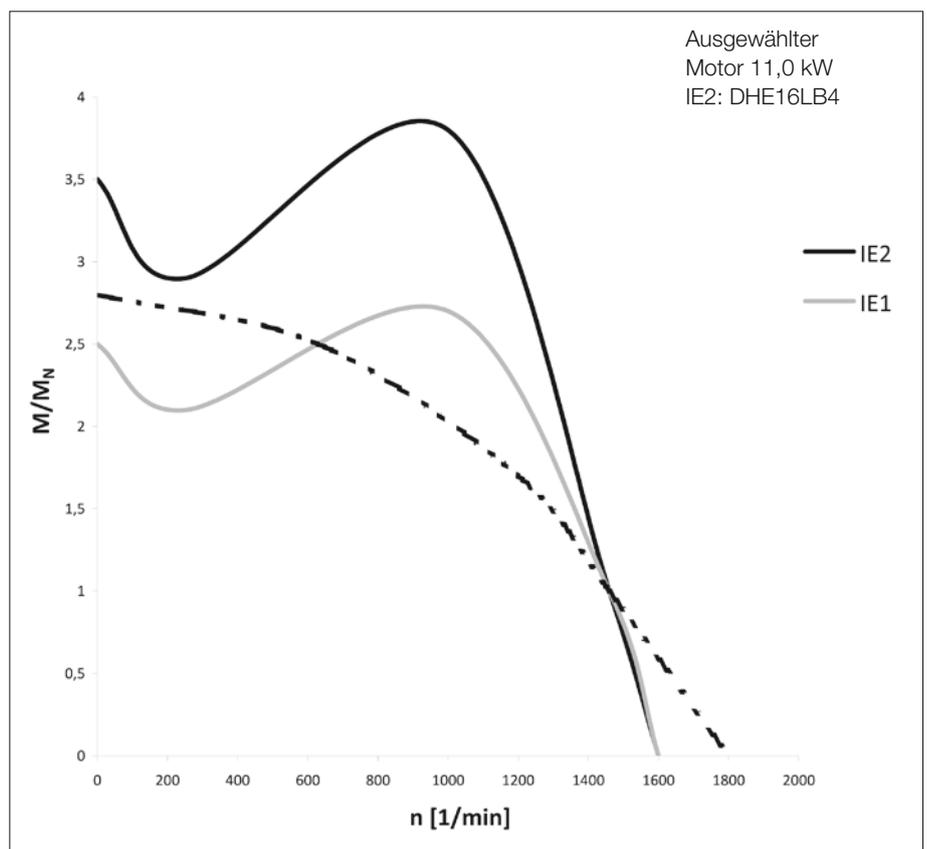
$P_N$ [kW]	Typ	$n_N$ [1/min]	$M_N$ [Nm]	$I_N$ 400 V [A]	$\cos\phi$	$\eta$ (100% - Last) [%]	$\eta$ 75% - Last [%]	$\eta$ (50% - Last) [%]	$I_A/I_N$	$M_A/M_N$	$M_S/M_N$	$M_K/M_N$	$J_{rot}$ [kgm <sup>2</sup> ]
7,5	DHE13LA4	1460	49	15,1	0,81	88,9	89,2	87,9	7,0	3,3	3,0	3,5	0,0345
9,5	DHE16MB4	1470	62	19,7	0,78	89,4	89,4	86,5	6,8	2,9	2,5	3,2	0,057
11	DHE16LB4	1470	71	22,5	0,78	90,3	90,0	88,3	7,9	3,5	2,9	3,8	0,076
15	DHE16XB4	1470	97	31	0,77	90,6	90,8	88,8	7,2	3,2	2,8	3,5	0,087
18,5	DHE18LB4	1470	120	35	0,83	91,5	91,7	90,0	7,9	3,6	3,0	3,3	0,160

4

### IE1

$P_N$ [kW]	Typ	$n_N$ [1/min]	$M_N$ [Nm]	$I_N$ 400 V [A]	$\cos\phi$	$\eta$ (100% - Last) [%]	$\eta$ 75% - Last [%]	$\eta$ (50% - Last) [%]	$I_A/I_N$	$M_A/M_N$	$M_S/M_N$	$M_K/M_N$	$J_{rot}$ [kgm <sup>2</sup> ]
7,5	DSE13MA4	1440	50	15,3	0,81	87,5	87,8	87,1	6,2	2,8	2,5	3,2	0,02900
9,5	DSE13LA4	1440	63	19,2	0,82	87,1	87,5	87,5	6,0	2,9	2,6	3,0	0,03450
11	DSE16MB4	1460	72	22,6	0,81	87,7	88,0	87,3	6,0	2,5	2,1	2,7	0,05700
15	DSE16LB4	1460	98	29,5	0,83	88,9	89,2	88,9	6,1	2,5	2,1	2,8	0,07600
18,5	DSE16XB4	1460	121	37,5	0,81	89,3	89,9	88,5	6,1	2,6	2,2	2,8	0,08700

Durch das wesentlich höhere Anzugsmoment ( $M_A$ ) von IE2 Motoren ( $M_A/M_N$  3,5) im Vergleich zu IE1 Motoren ( $M_A/M_N$  2,5), kann für dieses Beispiel ein 11 kW Antrieb nach IE2 (DHE16LB4) verwendet werden. Ansonsten wäre der 15 kW IE1(DSE16LB) Motor zu wählen.



# Getriebemotoren Auswahl

## Auslegung Motoren

### Leerschalthäufigkeit $Z_0$

Übersteigt die Schalthäufigkeit ein normales Maß (Richtwert etwa 60 Einschaltungen/h), so ist die thermische und, je nach Art der Kraftübertragung, auch die mechanische Zusatzbeanspruchung bei der Projektierung des Antriebes zu berücksichtigen.

Die Leerschalthäufigkeit  $Z_0$  ist die Anzahl der Anlaufschaltungen pro Stunde des leer laufenden Motors ohne fremde Trägheitsmomente, bei der die zulässige Wicklungstemperatur für die Isolierstoffklasse F erreicht wird.

Leerschalthäufigkeit  $Z_0$ :

PN [kW]	Typ	Z0 [c/h]
0,12	DPE05LA4	65000
0,12	DPE06LA4	65000
0,18	DPE07LA4	47000
0,25	DPE08MA4	36000
0,37	DPE08LA4	27000
0,55	DPE08XA4	19000
0,75	DPE09LA4	15000
1,1	DPE09XA4	11000
1,5	DPE09XA4C	8700
2,2	DPE11MA4	6400
3	DPE11LA4	5000
4	DPE11LA4C	4000
5,5	DPE13LA4	3100
7,5	DPE13XA4	2400
9,5	DPE16LB4	2000
11	DPE16LB4	1800
15	DPE16XB4	1400
18,5	DPE18LB4	1200
22	DPE18XB4	1000

Die Leerschalthäufigkeit wird durch äußere Belastungen auf die zulässige Betriebsschalthäufigkeit vermindert. Der Einfluss der Belastung wird durch den Trägheitsfaktor FI und den Belastungsfaktor  $K_L$  erfasst.

### Belastungsfaktor $K_L$

Der Belastungsfaktor berücksichtigt die relative Auslastung  $P/P_N$  und die relative Einschalt-dauer  $ED$  des Motors im Betrieb zwischen den Schaltvorgängen.

Die relative Auslastung hat einen quadratischen Einfluss auf die zulässige Schalthäufigkeit. Die Auswirkung der relativen Einschalt-dauer ist unterschiedlich: Bei Leerlauf oder geringer Auslastung wirkt die  $ED$  wegen der längeren Kühlperioden entlastend, bei Nennlast oder starker Auslastung wirkt sie wegen der Lastverluste belastend.

Der Belastungsfaktor  $K_L$  für 4 polige Motoren wird wie folgt ermittelt:

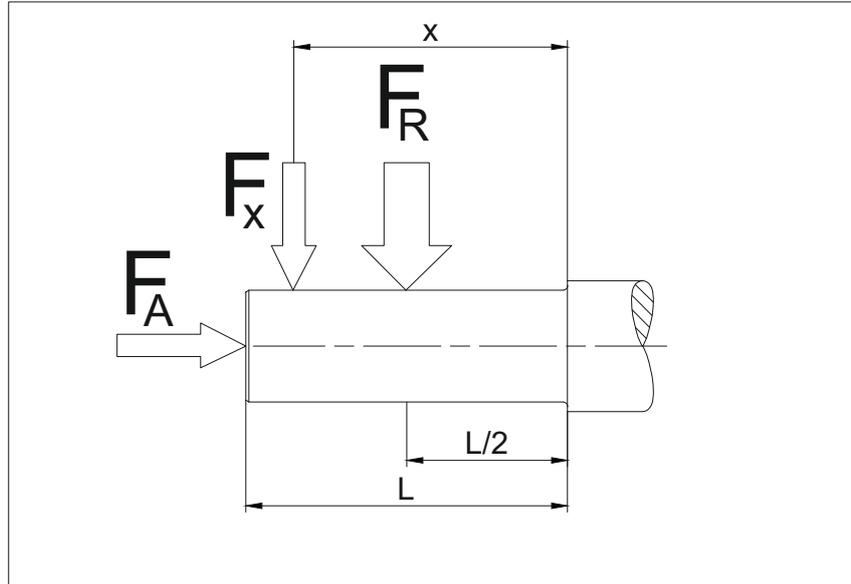
$$K_{L100} = 1 - \left( \frac{P}{P_n} \right)^{1,5}$$

$$K_L = 0,35 + (K_{L100} - 0,25) \times ED$$

### Radial – und Axialkräfte an der Arbeitswelle

#### Maximal zulässige Radialkraft am Kraftangriffspunkt X

Für jeden Getriebemotor mit Vollwelle sind die zulässigen Werte für die Radialkräfte  $F_{R(N,V)}$  bezogen auf die Mitte der Arbeitswelle,  $x = l/2$ , in den Auswahltabellen aufgeführt. Die angegebenen Daten gelten sowohl für die Fuß – als auch Flanschausführung. Liegt der Kraftangriffspunkt  $F_x$  außerhalb der Mitte muss die zulässige Radialkraft unter Berücksichtigung der Lagerlebensdauer und der Wellenfestigkeit neu berechnet werden.



4

- $F_{R(N,V)}$  zulässige Radialkraft ( $x = l/2$ ) gemäß den Auswahltabellen ( N )  
 $X$  Abstand vom Wellenbund bis zum Kraftangriff ( mm )  
 $F_A$  Axialkraft ( N )

Für die Bewertung der auftretenden Radialkraft am Kraftangriffspunkt X sind für die Belastungsgrenzen der Lager und für die Wellenfestigkeit, die zulässigen Radialkräfte an der Position X, zu ermitteln.

Sind die ermittelten zulässigen Radialkräfte am Kraftangriffspunkt X größer als die auftretende Radialkraft, so kann das Getriebe für die Applikation gewählt werden.

Reichen die ermittelten Werte nicht aus bzw. ist der Kraftangriffspunkt X außerhalb der Zapfenwellenlänge l, bitten wir um Rücksprache.

#### Belastungsgrenze Lager

$$F_{XL1} = F_q \times \frac{0,5 + b}{\left( \frac{X}{l} + b \right)}$$

$$F_{XL2} = F_q \times \frac{0,5 + a}{\left( \frac{X}{l} + a \right)}$$

# Getriebemotoren Auswahl

## Radial – und Axialkräfte an der Arbeitswelle

### Wellenfestigkeit

$$F_{XW1} = F_{qmax} \times \frac{0,5}{\left[ \frac{X}{l} \right]}$$

$$F_{XW2} = F_{qmax} \times \frac{0,5 + c}{\left[ \frac{X}{l} + c \right]}$$

Dabei sind:

$F_q$  ist die für die jeweilige gewählte Untersetzung und Lagerungsart (normal-/verstärkte-Lagerung) zulässige Querkraft  $F_{RN}$ , bzw.  $F_{RV}$  aus den Getriebemotor - Auswahltabellen.

$F_{qmax}$  ist die maximal für die jeweilige gewählte Getriebegröße in den Getriebemotor – Auswahltabellen zugeordnete Querkraft, unabhängig von der Lagerungsart (normal-/verstärkte-Lagerung).

Die Faktoren a, b und c sind für die jeweiligen Getriebetypen in den folgenden Tabellen zu ersehen.

### Stirradgetriebe Reihe BG

Baugröße	Lagerung	Zapfenwelle Code	l	a	b	c
BG04	normal	-.1	24	0,5625	1,5000	-
BG05	normal	-.1	28	0,5893	1,3929	-
BG06	normal	-.1	30	0,6667	1,4167	-
BG10	normal	-.1	40	0,7125	1,6750	-
		-.7		1,1000	2,0625	-
BG20	normal	-.1	50	0,6100	2,2500	-
		-.7		0,9400	2,5800	-
BG30	normal	-.1	60	0,5917	2,1750	-
		-.7		0,9417	2,5250	-
BG40	normal	-.1	60	0,6917	2,3667	-
		-.7		1,0083	2,6833	-
BG50	normal	-.1	80	0,5625	2,0000	-
		-.7		0,8563	2,2938	-
BG60	normal	-.1	100	0,5300	2,0200	-
		-.7		0,7650	2,2550	-
BG70	normal	-.1	120	0,4750	1,7292	-
		-.7		0,7292	1,9833	-
BG80	normal	-.1	140	0,4286	1,7000	-
		-.7		0,6000	1,8714	-
BG90	normal	-.1	200	0,3675	1,5300	-
		-.7		0,5825	1,7450	-
BG100	normal	-.1	220	0,3477	1,4341	-
		-.7		0,5386	1,6250	-

# Getriebemotoren Auswahl

## Radial – und Axialkräfte an der Arbeitswelle

Flachgetriebe Reihe BF

Baugröße	Lagerung	Zapfenwelle Code	l	a	b	c
BF06	normal	-.1	50	0,4500	1,4100	-
BF10	normal	-.1	60	0,5083	1,4833	-
		-.2		0,6500	1,6250	-
BF20	normal	-.1	70	0,4286	1,3571	-
		-.2		0,5571	1,4857	-
BF30	normal	-.1	80	0,3875	1,2563	-
		-.2		0,5688	1,4375	-
BF40	normal	-.1	100	0,4050	1,2250	-
		-.2		0,5250	1,3450	-
BF50	normal	-.1	120	0,3125	1,0625	-
		-.2		0,3959	1,1458	-
BF60	normal	-.1	140	0,3286	1,0821	-
		-.2		0,4036	1,1571	-
	verstärkt	-.1		-	-	0,2750
		-.2		-	-	0,3643
BF70	normal	-.1	180	0,2722	1,0566	-
		-.2		0,3056	1,0889	-
	verstärkt	-.1		-	-	0,2194
		-.2		-	-	0,2639
BF80	normal	-.1	220	0,2878	1,3536	-
		-.2		0,2873	1,3518	-
	verstärkt	-.1		-	-	0,2364
		-.2		-	-	0,2268
BF90	normal	-.1	260	0,2500	1,4231	-
		-.2		0,2500	1,4231	-
	verstärkt	-.1		-	-	0,2027
		-.2		-	-	0,1950

4

# Getriebemotoren Auswahl

## Radial – und Axialkräfte an der Arbeitswelle

### Kegelradgetriebe Reihe BK

Baugröße	Lagerung	Zapfenwelle Code	l	a	b	c
BK06	normal	-.1	50	0,4375	1,9875	-
		-.2		0,4375	1,9875	-
		-.7		0,9125	2,4625	-
		-.8		0,9125	2,4625	-
BK10	normal	-.1	60	0,5917	2,2417	-
		-.2		0,5917	2,2417	-
BK20	normal	-.1	70	0,5071	2,2357	-
		-.2		0,5071	2,2357	-
	verstärkt	-.1		-	-	0,3929
		-.2		-	-	0,3929
BK30	normal	-.1	80	0,5250	2,2750	-
		-.2		0,5250	2,2750	-
	verstärkt	-.1		-	-	0,4125
		-.2		-	-	0,4125
BK40	normal	-.1	100	0,4300	2,1700	-
		-.2		0,4300	2,1700	-
	verstärkt	-.1		-	-	0,3400
		-.2		-	-	0,3400
BK50	normal	-.1	120	0,4083	1,9417	-
		-.2		0,4083	1,417	-
	verstärkt	-.1		-	-	0,3250
		-.2		-	-	0,3250
BK60	normal	-.1	140	0,3536	1,8036	-
		-.2		0,3536	1,0836	-
	verstärkt	-.1		-	-	0,3121
		-.2		-	-	0,2979
BK70	normal	-.1	180	0,2861	1,6694	-
		-.2		0,2861	1,6694	-
	verstärkt	-.1		-	-	0,2428
		-.2		-	-	0,2317
BK80	normal	-.1	220	0,2818	1,5545	-
		-.2		0,2818	1,5545	-
	verstärkt	-.1		-	-	0,2305
		-.2		-	-	0,2214
BK90	normal	-.1	260	0,2519	1,6096	-
		-.2		0,2519	1,6096	-
	verstärkt	-.1		-	-	0,1989
		-.2		-	-	0,1912

### Stirnradschneckengetriebe Reihe BS

Baugröße	Lagerung	Zapfenwelle Code	l	a	b	c
BS02	normal	-.1	30	0,6000	2,1000	-
		-.2		-	-	-
		-.7		1,3333	2,8333	-
		-.8		-	-	-
BS03	normal	-.1	40	0,4375	1,9875	-
		-.2		-	-	-
		-.7		0,9125	2,4625	-
		-.8		-	-	-
BS04	normal	-.1	40	0,5375	1,7875	-
		-.2		-	-	-
BS06	normal	-.1	50	0,4800	1,9400	-
		-.2		-	-	-
BS10	normal	-.1	60	0,5917	2,3083	-
		-.2		-	-	-
BS20	normal	-.1	70	0,5500	2,4357	-
		-.2		-	-	-
BS30	normal	-.1	80	0,5312	2,4313	-
		-.2		-	-	-
BS40	normal	-.1	120	0,4292	1,7042	-
		-.2		-	-	-

### Übertragungselemente

Bei Verwendung von Übertragungselementen (Zahnräder, Kettenräder, Keilriemen, usw.) können die entstehenden Radialkräfte wie folgt ermittelt werden.

$$F_R = \frac{2000 \times M}{D_T} \times f_z \leq F_{R(N,V)}$$

$F_R$	Radialkraft [N]
$M$	Drehmoment [Nm]
$D_T$	Teilkreis des Übertragungselementes [mm]
$f_z$	Zuschlagsfaktor

Bei der Ermittlung der auftretenden Radialkraft  $F_R$  muss je nach Art des Übertragungselements, welches auf der Abtriebswelle angebaut ist, ein Zuschlagsfaktor  $f_z$  berücksichtigt werden.

4

### Faktor $f_z$ für Art des Übertragungselements

Übertragungselement	Zuschlagsfaktor $f_z$	Bemerkungen
Zahnräder	1	= > 17 Zähne
Zahnräder	1,15	< 17 Zähne
Kettenräder	1	= > 17 Zähne
Kettenräder	1,25	< 17 Zähne
Zahnstange	1,15	< 17 Zähne (Ritzel)
Keilriemen	2.....2,5	durch Vorspannkraft
Flachriemen	2...3	durch Vorspannkraft
Reibrad	3...4	

### Axialkraft

Für die zulässigen Axialkräfte  $F_A$  an der Arbeitswelle (Zug oder Druck) gelten für Bauer – Getriebemotoren sowohl für Fuß-, Flansch- bzw. Hohlwellenausführung folgende Angaben:

$$F_A = 0,5 \times F_{R(N,V)}$$

Bei größeren Axialkräften bitten wir um Rücksprache.

# Getriebemotoren Auswahl

## Projektierung nach Wirkungsgrad

### Projektierung des Antriebes nach Wirkungsgrad

4

Mit der IEC 60034-30-1 Norm und der EU-Richtlinie ErP 2009/125/EG wird die Ausnutzung der Energieeinsparungspotentiale in der Industrie stärker, nun auch rechtsverbindlich, forciert. Auf dem Gebiet der industriellen Anwendung haben Elektromotoren den weitaus größten Bedarf an elektrischer Energie, ca. 70 %. Sie werden in allen Bereichen und vielen Anwendungen eingesetzt, z. B. in Ventilatoren, Pumpen, Mühlen, Walzwerken, Hebezeugen, Transportmitteln, Fördergeräten, Haushaltgeräten, Büromaschinen.

Wegen diesem breiten Anwendungsgebiet sind elektrische Antriebssysteme eines der Hauptziele für die Energiesparpolitik. Da elektrische Maschinen einen großen Bedarf an elektrischer Energie haben, ist schon durch geringe Verbesserungen des Wirkungsgrades ein großer Spareffekt zu erzielen.

Bei vielen Anwendungsfällen – vor allem in der Fördertechnik – muss die Drehzahl eines Drehstrom-Käfigläufermotors vermindert werden. Dies kann mit externen Zugmittel-Getrieben oder externen/integrierten Untersetzungs-Getrieben erfolgen. Beim Thema Energie-Einsparung dürfen die Wirkungsgrade dieser Getriebe und Übertragungsmittel nicht vernachlässigt werden.

Der Systemwirkungsgrad einer Anlage errechnet sich wie folgt:

$$\eta_{\text{System}} = \eta_{\text{Motor}} \times \eta_{\text{Getriebe}} \times \eta_{\text{Anlage}}$$

### Einsparungspotentiale Motor: $\eta_{\text{Motor}}$

Die rechtsverbindliche EU-Richtlinie ErP 2009/125/EG legt für Neumotoren, gemäß der Motorenverordnung 640/2009/EG aufgeführten Motortypen, den Mindestwirkungsgrad IE3 (Premium Efficiency) für Dauerbetrieb S1  $\geq 0,75$  kW ab dem 1. Januar 2017 fest.

Die Auswahl der richtigen Motorbaugröße und des Motortyps ist auf Grund der neuen Motorenzuordnungen für die IE3 Reihe nach ökologischen und ökonomischen Gesichtspunkten sinnvoll zu treffen.

Die neue Verordnung (EU) 2019/1781 erweitert den Geltungsbereich der betroffenen Motoren im Leistungs- und Produktspektrum und legt neue bindende Umsetzungstermine mit 1. Juli 2021 und 1. Juli 2023 fest.

### Rechnerische Ermittlung des Wirkungsgrades bei Teillast

In den Motordatenblättern werden die Wirkungsgrade der Motoren gemäß der Anforderung der Motorenverordnung (EU) 2019/1781 für unterschiedliche Auslastungsgrade bei 50 %, 75 % und 100 % angegeben.

Mit den Wirkungsgradwerten bei 100 % und 75 % Last kann wie folgt jeder Teillastpunkt näherungsweise rechnerisch ermittelt und entsprechend die Energiebilanz der Anwendung bewertet werden.

$$R_{VL} = \frac{\left( \frac{100}{\eta_{100}} - 1 \right) - 0,75 \times \left( \frac{100}{\eta_{75}} - 1 \right)}{0,4375}$$

$$R_{VO} = \left( \frac{100}{\eta_{100}} - 1 \right) - R_{VL}$$

$$\eta_p = \frac{100}{\left( 1 + \frac{R_{VO}}{p} \right) + R_{VL} \times p}$$

mit

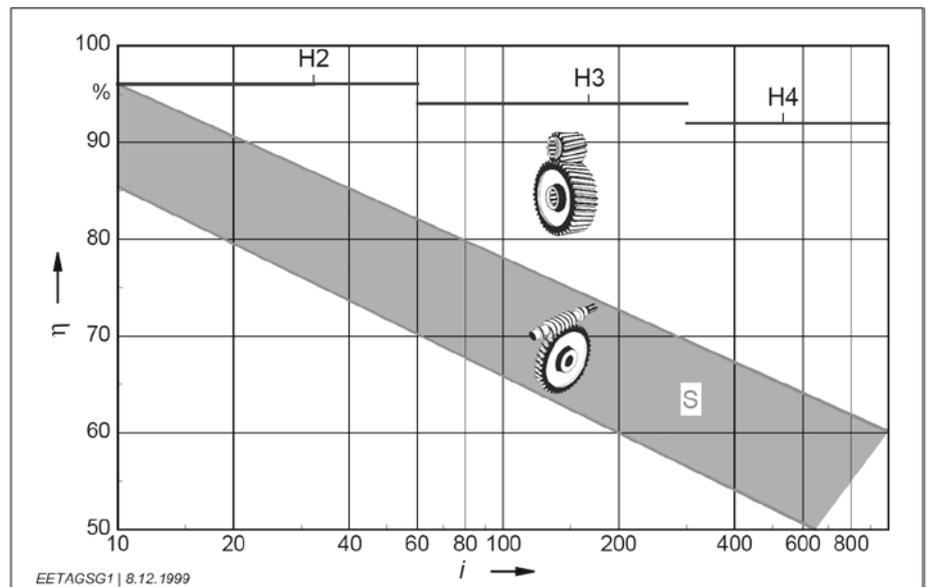
$\eta_{100}$	Wirkungsgrad bei 100 % Last
$\eta_{75}$	Wirkungsgrad bei 75 % Last
RVL, RVO	Zwischenergebnisse
p	Teillast, Angabe zwischen 0...1..Überlast
$\eta_p$	Wirkungsgrad bei Teillastpunkt p

### Getriebewirkungsgrad $\eta_{\text{Getriebe}}$

Bei einem Vergleich des generellen Einsparpotentials im Dauerbetrieb S1 von Getrieben und Motoren wird ersichtlich, dass das Einsparpotential bei Getrieben wesentlich höher ist als bei den Motoren. Der Wirkungsgrad von Getrieben hängt überwiegend von der Verzahnungsgeometrie und den Reibwerten der Lager und Dichtungen ab. Bei hohen Eintriebsdrehzahlen und vertikalen Bauformen, bei denen die erste Getriebestufe vollkommen in Öl rotiert, können die Planschverluste nicht vernachlässigt werden. Generell sollten die vertikalen Bauformen vermieden werden.

Bei Schneckengetrieben ist der Wirkungsgrad sehr Drehzahlabhängig (siehe Schaubild). Bauer Schneckengetriebe werden ab der Baugröße BS04 als Stirradschneckengetriebe angeboten. Dadurch können sehr hohe Übersetzungen und wesentlich bessere Wirkungsgrade als bei reinen Schneckengetrieben erzielt werden. Bei Getrieben mit Stirradgetriebestufen kann ein Verlust von 2 % pro Stufe angenommen werden.

4



Richtwerte für den Wirkungsgrad ( $\eta$ ) von schrägverzahnten Stirrad-Getrieben (H) mit 2, 3 oder 4 Stufen im Vergleich zu Schnecken-Getrieben (S) abhängig von der Übersetzung ( $i$ ), bezogen auf Bemessungsleistung des Getriebes.

### Anlagenwirkungsgrad $\eta_{\text{Anlage}}$

Bei der Betrachtung des Gesamtwirkungsgrades ist das Einsparpotential beim Antriebssystem am höchsten. Konstrukteure und Anlagenbauer sollten immer die Optimierung von Übertragungselementen anstreben.

Übertragungselement	Bedingungen	Wirkungsgrad
Drahtseil	je vollständige Umschlingung der Seilrolle (gleit- oder wälzgelagert)	0,91-0,95
Keilriemen	je vollständige Umschlingung der Keilriemenscheibe (normale Riemen Spannung)	0,88-0,93
Kunststoffbänder	je vollständige Umschlingung/Rollen wälzgelagert (normale Bandspannung)	0,81-0,85
Gummibänder	je vollständige Umschlingung/Rollen wälzgelagert (normale Bandspannung)	0,81-0,85
Zahnriemen	je vollständige Umschlingung/Rollen wälzgelagert (normale Bandspannung)	0,90-0,96
Ketten	je vollständige Umschlingung/Räder wälzgelagert (abhängig von Kettengröße)	0,90-0,96
Spindeln	Trapezgewindespindel Kugelumlaufspindel	0,30 – 0,70 0,70 – 0,95
Getriebe	bei Stirrad- und Kegelverzahnung 2 % je Stufe, bei Schnecken und anderen Verzahnungsarten nach Angabe der Hersteller	0,94-0,98

# Getriebemotoren Auswahl

## Stoßgrade von Arbeitsmaschinen

Sowohl in Normen und Richtlinien wie auch in branchen- oder herstellerspezifischen Unterlagen werden üblichen Arbeitsmaschinen Stoßgrade zugewiesen. Wenn hier z. B. einem Brecher oder einer Presse der Stoßgrad III zugeordnet wird, so ist dies berechtigt. Andererseits kann ein Gurtbandförderer unter günstigen Voraussetzungen den Stoßgrad I haben, der sich aber bei Schaltbetrieb, hoher Geschwindigkeit und Übertragung durch eine lose Kette rasch zum Stoßgrad III verändern kann.

Die Einteilung der nachfolgenden Tabelle sollte daher keinesfalls unbesehen übernommen werden. Sie gibt eine grobe Orientierung; für die endgültige Zuordnung des Stoßgrades sollten die von Bauer festgelegten Kriterien – vor allem Trägheitsfaktor, Schalzhäufigkeit und Übertragungsmittel – berücksichtigt werden

Antrieb	Stoßgrad		
<b>Baumaschinen</b>			
Bauaufzüge		II	
Betonmischmaschinen		II	
Straßenbeumaschinen		II	
<b>Chemische Industrie</b>			
Kühltrommeln		II	
Mischer		II	
Rührwerke (leichte Medien)	I		
Rührwerke (zähe Medien)		II	
Trockentrommeln		II	
Zentrifugen (leicht)	I		
Zentrifugen (schwer)		II	
<b>Förderanlagen</b>			
Förderseilwerke		II	
Fördermaschinen			III
Gleiderbandförderer		II	
Gurtbandförderer (Schüttgut)	I		
Gurtbandförderer (Stückgut)		II	
Gurtaschenbecherwerke		II	
Kettenbahnen		II	
Kreisförderer		II	
Lastaufzüge		II	
Mehlbecherwerke	I		
Personenaufzüge		II	
Plattenbänder		II	
Schneckenförderer		II	
Schotterbecherwerke		II	
Schrägaufzüge			III
Stahlbandförderer		II	
Tragkettenförderer		II	
<b>Gebläse, Lüfter</b>			
Drehkolbengebläse		II	
Gebläse (axial und radial)	I		
Kühlturmlüfter		II	
Saugzuggebläse		II	

Antrieb	Stoßgrad		
<b>Gummi</b>			
Extruder			III
Kalander		II	
Knetwerke			III
Mischer		II	
Walzwerke			III
<b>Holzbearbeitung</b>			
Entringungstrommeln			III
Hobelmaschinen		II	
Holzbearbeitungsmaschinen	I		
Sägeblätter			III
<b>Krananlagen</b>			
Einziehwerke	I		
Fahrwerke			III
Hubwerke	I		
Schwenkwerke		II	
Wippwerke		II	
<b>Kunststoff</b>			
Extruder		II	
Kalander		II	
Mischer		II	
Zerkleinerungsmaschinen		II	
<b>Metallbearbeitung</b>			
Blechbiegemaschinen		II	
Blechrichtmaschinen			III
Hämmer			III
Hobelmaschinen			III
Pressen			III
Scheren		II	
Schmiedepressen			III
Stanzen			III
Vorgele, Wellenstränge	I		
Werkzeugmaschinen (Haupt)		II	
Werkzeugmaschinen (Hilfs)	I		

# Getriebemotoren Auswahl

## Stoßgrade von Arbeitsmaschinen

Antrieb	Stoßgrad		
<b>Nahrungsmittel</b>			
Abfüllmaschinen	I		
Knetmaschinen		II	
Maischen		II	
Verpackungsmaschinen	I		
Zuckerrohrschneider		II	
Zuckerrohrmühlen			III
Zuckerrübenschnneider		II	
Zuckerrübenwäsche		II	
<b>Papier</b>			
Gautschen			III
Glättzylinder			III
Holländer		II	
Holzschleifer			III
Kalandar		II	
Nasspressen			III
Reißwölfe			III
Saugpressen			III
Saugwalzen			III
Trockenzylinder			III
<b>Steine, Erden</b>			
Brecher			III
Drehöfen			III
Hammermühlen			III
Rohrmühlen			III
Schlagmühlen			III
Ziegelpressen			III
<b>Textil</b>			
Aufwickler		II	
Druckerei- und Färberei		II	
Gerbfässer		II	
Reißwölfe		II	
Webstühle		II	

Antrieb	Stoßgrad		
<b>Walzwerke</b>			
Blechscheren			III
Blechwender		II	
Blockdrücker			III
Block- u. Brammenstraßen			III
Blocktransportanlagen			III
Drahtzüge		II	
Entzunderbrecher			III
Feinblechstraßen			III
Grobblechstraßen			III
Haspeln (Band und Draht)		II	
Kaltwalzwerke			III
Kettenschlepper		II	
Knüppelscheren			III
Kühlbetten		II	
Querschlepper		II	
Rollgänge (leicht)		II	
Rollgänge (schwer)			III
Rollenrichtmaschinen		II	
Rohrschweißmaschinen			III
Saumscheren		II	
Schopfscheren			III
Stranggussanlagen			III
Walzenstellvorrichtung		II	
Verschiebevorrichtungen			III
<b>Wäscherei</b>			
Trommeltrockner		II	
Waschmaschinen		II	
<b>Wasseraufbereitung</b>			
Kreiselbelüfter		II	
Wasserschnecken		II	

