

# 4



Seite

---

## Getriebemotorenauswahl

29-46

Spezifikation von Getriebemotoren

Antriebsauslegung

Auslegung Motoren

Radial- und Axialkräfte an der Arbeitswelle

Stoßgrade von Arbeitsmaschinen

---

# Getriebemotoren Auswahl

## Spezifikation von Getriebe­motoren

Angaben für Anfragen und Bestellungen

Bauer Gear Motor GmbH  
Fax: + 49 (0)711 3518 381

Applikation \_\_\_\_\_

(z.B. Fahrtrieb, Hubtrieb, Rollenbahn, Förderschnecke, etc.)

Getriebeart



BG  BF  BK  BS

Stückzahl \_\_\_\_\_

Typ \_\_\_\_\_

Leistung(en) \_\_\_\_\_ kW oder Drehmoment des Motors \_\_\_\_\_ Nm

Abtriebsdrehzahl \_\_\_\_\_ 1/min

Abtriebsdrehmoment \_\_\_\_\_ Nm Betriebsfactor  $f_b =$  \_\_\_\_\_

Bauform \_\_\_\_\_ Klemmenkasten-Lage \_\_\_\_\_

RAL 7031 oder  Sonder-RAL-Ton \_\_\_\_\_  
Korrosionsschutz  Standard oder  CORO1  CORO2  CORO3

Nennfrequenz des Motors \_\_\_\_\_ Hz

Umgebungstemperatur \_\_\_\_\_ °C Aufstellhöhe (NN) [m] \_\_\_\_\_

Umgebungsbedingung/Einsatzort \_\_\_\_\_

Übertragungselement (direkt, Kette, Zahnrad, Riemen, etc) \_\_\_\_\_

Radialkraft an der Arbeitswelle \_\_\_\_\_ N bei Abstand x vom Wellenbund \_\_\_\_\_ mm

Axialkraft an der Arbeitswelle \_\_\_\_\_ N

Betrieb am feldorientierten Umrichter geeignet zum Betrieb von permanentmagneterregten Synchronmotoren

Drehzahlen von \_\_\_\_\_ 1/min bis \_\_\_\_\_ 1/min

Getriebeausführung

- Fuß mit Durchgangslöchern
- A-Flansch mit Durchgangslöchern, Flanschdurchmesser D = \_\_\_\_\_ mm
- C-Flansch mit Gewindelöchern
- Drehmomentstütze mit Gummipuffern in Richtung  L  U  O
- Fuß mit Gewindelöchern auf Seite
  - L  R  LR  U  O

Arbeitswelle

- Zapfenwelle auf Seite  V  H  VH
- Hohlwelle mit Passfedernut
- Hohlwelle für Schrumpfscheibe  mit Schrumpfscheibe  mit Abdeckung
- Hohlwelle mit Vielkeilverzahnung nach DIN 5480

Motoranbauen

- Bremse
  - Typ \_\_\_\_\_ Bremsmoment = \_\_\_\_\_ Nm
  - Anschluss­spannung = \_\_\_\_\_ VAC \_\_\_\_\_ Hz oder \_\_\_\_\_ V DC
  - Handlüftung ja  nein
  - Mikroschalter Funktionsüberwachung  Verschleißüberwachung
- Drehgeber
  - Absolut Multiturn  mit Profibus
  - Resolver
  - Sin/Cos
  - Fremdbelüftung

Sonderausführungen

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

### Antriebsauslegung

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:

Diese sind:

- 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
$t_d$	Betriebszeit pro Tag	[h]
$t_a$	Verzögerungszeit	[s]
$n_2$	Abtriebsdrehzahl	[1/min]
$n$	Bemessungsdrehzahl an der Läuferwelle	[1/min]
$J$	Massenträgheitsmoment	[kgm <sup>2</sup> ]
$J_{ext}$	Externes Massenträgheitsmoment	[kgm <sup>2</sup> ]
$J_{ext}$	Externes Massenträgheitsmoment bezogen auf die Läuferwelle des Motors	[kgm <sup>2</sup> ]
$J_{rot}$	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> ]
$P_{dyn}$	Dynamische Leistung	[kW]
$P_s$	Statische Leistung	[kW]
$P$	Leistung	[kW]
$M_2$	Abtriebsdrehmoment	[Nm]
$M_N$	Bemessungsdrehmoment an der Läuferwelle	[Nm]
$M_a$	Beschleunigungsmoment	[Nm]
$M_l$	Bremsendes oder treibendes Lastmoment	[Nm]
$M_{grenz}$	Spezifisches Grenzmoment des Getriebes bei Untersetzung $i$	[Nm]
$M_{Br}$	Bemessungsmoment der Bremse	[Nm]
$i$	Untersetzung Getriebe	
$FI$	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), 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.

#### Ermittlung der Drehmomentbedarfes

Nach Ermittlung der Motorleistung, 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 13 Motordatenblatt), zur gewünschten Abtriebsdrehzahl des Getriebemotors.

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

#### Auslegung Getriebegröße

#### Ermittlung des Trägheitsfaktors

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 14 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/Stunde bei Arbeitsbremsen, ist die Bremsengröße unbedingt nach der thermisch zulässigen Schaltarbeit zu bemessen. Detaillierte Auslegung der Bremse siehe Kapitel 14.

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

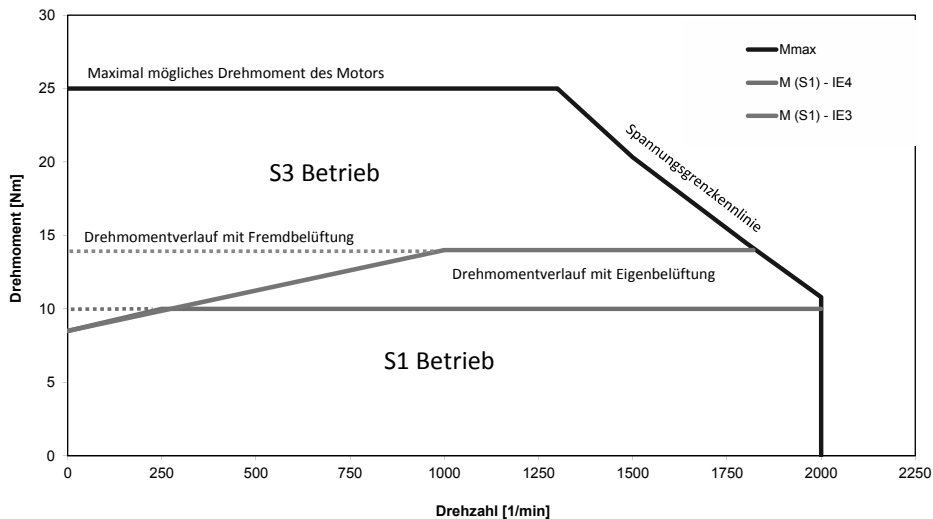
# Getriebemotoren Auswahl

## Auslegung Motoren

### Drehzahl-Drehmomenten-Kennlinie

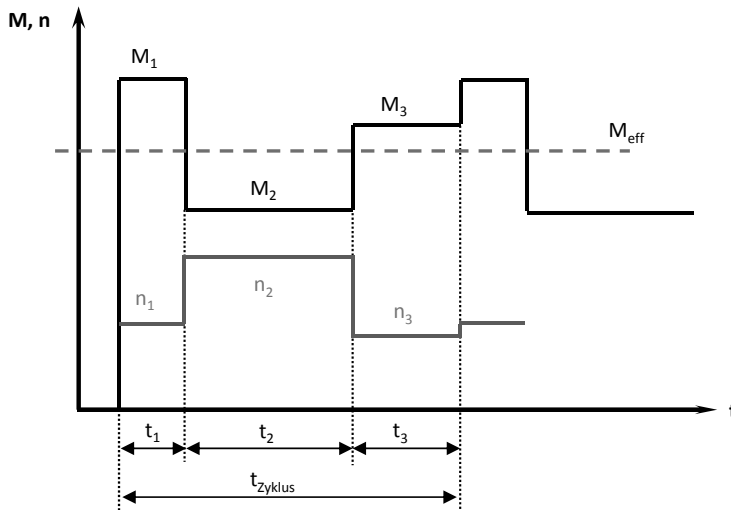
Die Drehzahl-Drehmomenten-Kennlinie beschreibt die Funktionsweise der PMSM. Die im Diagramm schematisch dargestellten Eckpunkte der Drehmomente sind wichtige Kriterien für die Auslegung der Motoren.

### Drehzahl - Drehmomentkennlinie



Der Motor wird über das effektive Motordrehmoment und die mittlere Motordrehzahl ermittelt.

Dabei müssen beide Werte  $M_{eff}$  und  $n_{eff}$  unterhalb der S1 Grenzkennlinie des auszuwählenden Motors liegen.



### Effektives Drehmoment

$$M_{\text{eff}} = \sqrt{\frac{M_1^2 \cdot t_1 + M_2^2 \cdot t_2 + M_3^2 \cdot t_3 + \dots + M_n^2 \cdot t_n}{t_1 + t_2 + t_3 + \dots + t_n}}$$

### Effektive Drehzahl

$$n_{\text{eff}} = \frac{n_1 \cdot t_1 + n_2 \cdot t_2 + n_3 \cdot t_3 + \dots + n_n \cdot t_n}{t_1 + t_2 + t_3 + \dots + t_n}$$

### Beschleunigung

#### 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 [ $\text{m/s}^2$ ]
$v$	Geschwindigkeit [m/s]
$\eta$	Wirkungsgrad

#### Dynamisches Lastmoment

$$M_{\text{dyn}_1} = m \cdot a \cdot \frac{1}{\eta} \cdot \frac{D}{2} \cdot \frac{1}{i}$$

$D$	Lafraddurchmesser
$i$	Getriebeuntersetzung

### Konstante Geschwindigkeit

#### 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]

#### Statisches Lastmoment (vereinfacht)

$$M_{\text{statt}} = m \cdot g \cdot \frac{1}{\eta} \cdot \frac{D}{2} \cdot \frac{1}{i}$$

$g$	Erdbeschleunigung
-----	-------------------

### Verzögerung

#### Verzögerungsmoment

$$M_{\text{dyn2}} = m \cdot (-a) \cdot \eta_L \cdot \frac{D}{2} \cdot \frac{1}{i}$$

$$M_{\text{Verz}} = M_{\text{stat}} + M_{\text{dyn2}}$$

$M_{\text{Verz}}$  Verzögerungsmoment

#### Lastdrehmomente im Fahrzyklus

Beschleunigungsphase

$$M_{\text{Motor}} = M_{\text{stat}} + M_{\text{dyn1}}$$

Konstante Geschwindigkeit

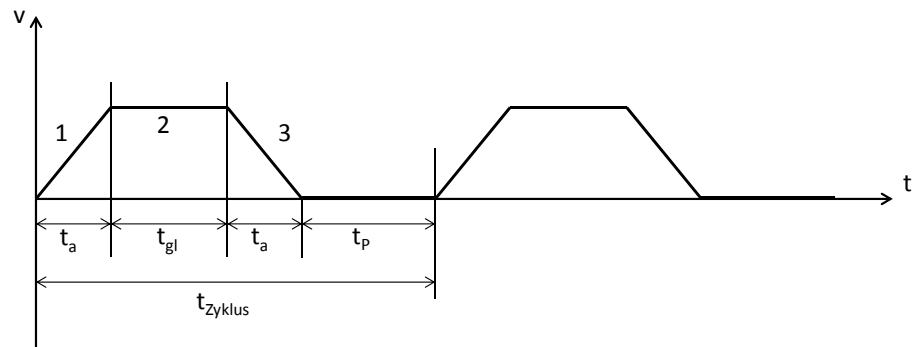
$$M_{\text{Motor}} = M_{\text{stat}}$$

Abbremsphase

$$M_{\text{Motor}} = M_{\text{stat}} + M_{\text{dyn2}}$$

#### Auswahl des Motors

Beispiel:



Erforderliches dynamisches Moment am Motor (Beschleunigung): M1 = 20Nm

Erforderliches statisches Moment am Motor: M2 = 8,0Nm

Verzögerungsmoment: M3 = 10Nm

Beschleunigungszeit/Verzögerungszeit t<sub>a</sub> = 0,5s

Dauer konstante Fahrt t<sub>gl</sub> = 5s

Zykluszeit t<sub>Zykl</sub> = 10s

Motordrehzahl für konstante Fahrt n = 1450 1/min

#### Effektives Motordrehmoment und mittlere Motordrehzahl

$$M_{\text{eff}} = \sqrt{\frac{M_1^2 \cdot t_a + M_2^2 \cdot t_{gl} + M_3^2 \cdot t_a}{t_{\text{Zykl}}}} = 7,55 \text{ Nm}$$

$$n_{\text{eff}} = \frac{n \cdot t_a + n \cdot t_{gl} + n \cdot t_a}{t_{\text{Zykl}}} = \frac{n \cdot (2 \cdot t_a + t_{gl})}{t_{\text{Zykl}}} = 870 \text{ min}^{-1}$$



Gewählt wird folgender Motor:

Typ: S08LA4

Nennleistung  $P_n = 1,5 \text{ kW}$

Bemessungsmoment  $M_n = 9,55 \text{ Nm}$

Bemessungsdrehzahl  $n_n = 1500 \text{ min}^{-1}$

Motordaten		S08LA4					
Nennleistung $P_n$	kW	1,1	1,5	1,65	2,2	2,2	3
Bemessungsmoment $M_n$	Nm	7	9,55	7	9,55	7	9,55
Bemessungsstrom $I_n$	A	2,5	3,4	4,4	6	5,1	6,9
Motorpolzahl 2p		4	4	4	4	4	4
Bemessungsdrehzahl $n_n$	1/min	1500	1500	2250	2250	3000	3000
Bemessungsfrequenz	Hz	50	50	75	75	100	100
Motorwirkungsgrad $\eta$	%	IE4 - 88,0	IE3-85,3	IE4-89,3	IE3-86,7	IE4-91,0	IE4-89,8
Motorschaltung		Y	Y	D	D	Y	Y
Phasenwiderstand U-V $R_{20}$	Ohm	11,34	11,34	3,74	3,74	2,86	2,86
Strangwiderstand $R_{S20}$	Ohm	5,64	5,67	5,67	5,67	1,43	1,43
Induktivität D-Achse $L_d$	mH	80	80	26,7	26,7	20,2	20,2
Induktivität Q-Achse $L_q$	mH	118	118	39,3	39,3	29,4	29,4
Spannungs-Konstante $k_e$	V/1000 1/min	174	174	100	100	84	84
Drehmoment-Konstante $k_t$	Nm/A	2,8	2,8	1,6	1,6	1,4	1,4
Spitzendrehmoment $M_{\max(60s)}$	Nm	16	16	16	16	16	16
Spitzenstrom $I_{\max(60s)}$	A	5,9	5,9	10,5	10,5	12	12
Trägheitsmoment	kgm <sup>2</sup>	0,0015					

Bei richtiger Ausnutzung des Getriebes durch die Verdopplung der Untersetzung und der Drehzahlerhöhung des Motors bis 3000 min<sup>-1</sup>, lässt sich der Drehmomentbedarf am Motor halbieren und bietet die Möglichkeit, die Motorbaugröße zu verkleinern.

Anstelle des S08LA4 könnte in diesem Fall folgender Motor gewählt werden:

Typ: S08MA4

Nennleistung  $P_n=1,5 \text{ kW}$

Bemessungsmoment  $M_n=4,75 \text{ Nm}$

Bemessungsdrehzahl  $n_n=3000 \text{ min}^{-1}$

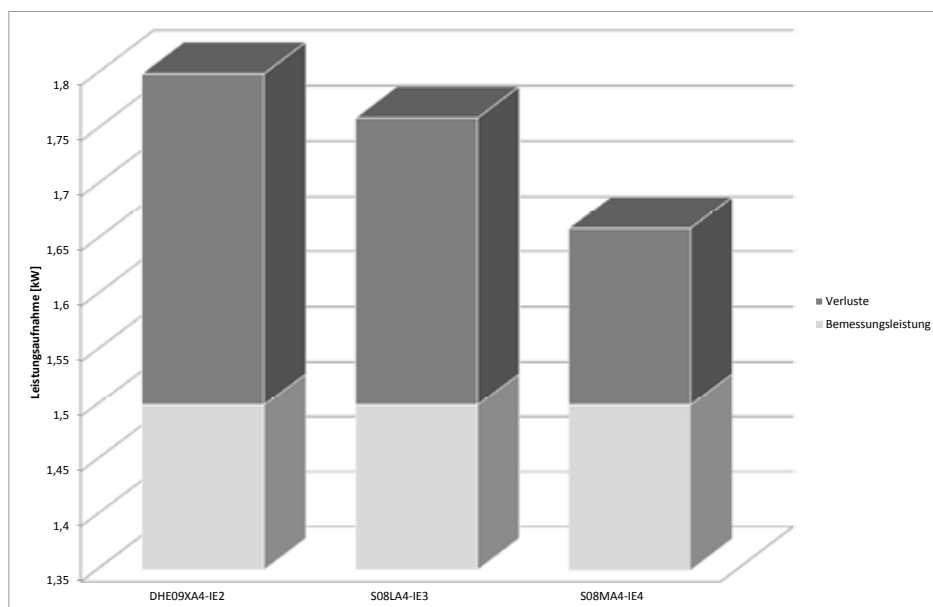
Motordaten		S08MA4				
Nennleistung $P_n$	kW	0,75	1,1	1,65	1,5	2,2
Bemessungsmoment $M_n$	Nm	4,75	4,75	7	4,75	7
Bemessungsstrom $I_n$	A	1,7	2,9	4,3	3,4	5
Motorpolzahl 2p		4	4	4	4	4
Bemessungsdrehzahl $n_n$	1/min	1500	2250	2250	3000	3000
Bemessungsfrequenz	Hz	50	75	75	1000	100
Motorwirkungsgrad $\eta$	%	IE4-87,4	IE4-89,0	IE3-84,7	IE4-90,1	IE3-87,8
Motorschaltung		Y	D	D	Y	Y
Phasenwiderstand U-V $R_{20}$	Ohm	18,8	6,27	6,27	4,8	4,8
Strangwiderstand $R_{S20}$	Ohm	9,4	9,4	9,4	2,4	2,4
Induktivität D-Achse $L_d$	mH	114	38	38	29,3	29,3
Induktivität Q-Achse $L_q$	mH	136	45	45	34,2	34,2
Spannungs-Konstante $k_e$	V/1000 1/min	177	102	102	89	89
Drehmoment-Konstante $k_t$	Nm/A	2,8	1,6	1,6	1,4	1,4
Spitzendrehmoment $M_{\max(60s)}$	Nm	12	12	12	12	12
Spitzenstrom $I_{\max(60s)}$	A	4,5	7,5	7,5	8,9	8,9
Trägheitsmoment	kgm <sup>2</sup>	0,00115				

Damit wird zum einen der Wirkungsgrad des Motors erhöht und zum anderen die Paketlänge verkürzt. Folglich ergibt sich ein günstigerer Antrieb bei gleichzeitiger Erhöhung der Energieeinsparung.

Im unteren Diagramm ist die potentielle Energieeinsparung bei Verwendung der unterschiedlichen IE Wirkungsgrad-Motoren dargestellt.

Mit Ausnutzung des Getriebes und der **Verwendung** des **S08MA4 IE4** Motors kann **gegenüber** dem **IE3 S08LA4** die **Verlustleistung um 36,24%** und **gegenüber** dem **IE2 DHE09XA4** die **Verlustleistung um 45,58% reduziert** werden.

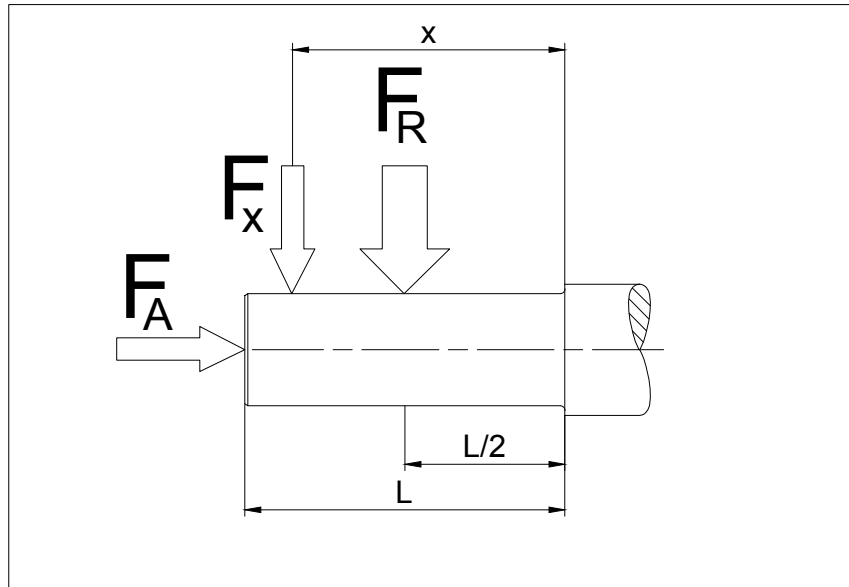
Dies macht bei 8h Betrieb, 5 Tage in der Woche und 50 Wochen im Jahr eine **Energieeinsparung gegenüber** dem **IE3 S08LA4** von **187,37 kW/h** und **gegenüber** dem **IE2 DHE09XA4** von **276,14 kW/h** aus.



### Radial – und Axialkräfte an der Arbeitswelle

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.

### Maximal zulässige Radialkraft am Kraftangriffspunkt X



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.

### Stirnradgetriebe Reihe BG

Baugröße	Lagerung	Zapfenwelle Code	l	a	b	c
BG04	normal	-1	24	0,5625	1,5	-
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	1,625	-

# 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	

# Getriebemotoren Auswahl

## Radial – und Axialkräfte an der Arbeitswelle

### Kegelradgetriebe Reihe BK

4

Baugröße	Lagerung	Zapfenwelle Code	l	a	b	c
BK06	normal	-1	40	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		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	0,6	2,1	-
		-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.

# Getriebemotoren Auswahl

## Radial – und Axialkräfte an der Arbeitswelle

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	

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.



Sowohl in Normen und Richtlinien wie auch in branchen- oder herstellerepezifischen 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, Schalthäufigkeit 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>			
Förderhaseln		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>			
Entrindungstrommeln			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

4

Antrieb	Stoßgrad		
<b>Nahrungsmittel</b>			
Abfüllmaschinen	I		
Knetmaschinen		II	
Maischen		II	
Verpackungsmaschinen	I		
Zuckerrohrschneider		II	
Zuckerrohrmühlen			III
Zuckerrübenschneider		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
Walzenverstellvorrichtung		II	
Verschiebevorrichtungen			III
<b>Wäscherei</b>			
Trommeltrockner		II	
Waschmaschinen		II	
<b>Wasseraufbereitung</b>			
Kreiselpelüfter		II	
Wasserschnecken		II	