



4

Getriebemotoren Auswahl

Spezifikation von Getriebenmotoren	259
Antriebsauslegung	260
Antriebsauslegung - Allgemein	260
Erforderliche Daten zur Antriebsauslegung	260
Ermittlung der Motorleistung	261
Ermittlung der Drehmomentbedarfes	261
Ermittlung der Getriebeuntersetzung	261
Ermittlung des Trägheitsfaktors	261
Festlegung des Stoßgrades	262
Festlegung des Mindestbetriebsfaktors f_{Bmin}	262
Festlegung Bremse	262
Antriebsauslegung Motor	263
Drehzahl-Drehmomenten-Kennlinie	263
Radial – und Axialkräfte an der Arbeitswelle	267
Maximal zulässige Radialkraft am Kraftangriffspunkt X	267
Belastungsgrenze Lager	267
Wellenfestigkeit	268
Stirnradgetriebe Reihe BG	268
Flachgetriebe Reihe BF	269
Kegelradgetriebe Reihe BK	270
Stirnradschneckengetriebe Reihe BS	270
Übertragungselemente	271
Faktor f_z für Art des Übertragungselements	271
Axialkraft	271
Stoßgrade von Arbeitsmaschinen	272

Energieeffiziente Getriebemotoren

AC Drehzahl geregelt

4

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
Stirnradgetriebe



BF
Flachgetriebe



BK
Kegelradgetriebe



BS
Schneckenradgetriebe



Hiflex
 Standard
 Edelstahl

Stückzahl: _____
 Einsatzland: _____

Technische Daten

Abtriebsdrehzahl n2: _____ rpm
 Drehmoment M2: _____ Nm
 Motorleistung: _____ kW
 Temperaturklasse: B F H
 Bemessungsdrehzahl: 1500 1/min 3000 1/min

Betrieb

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

tägliche Betriebszeit:	<input type="checkbox"/> 8 Stunden	<input type="checkbox"/> 16 Stunden	<input type="checkbox"/> 24 Stunden
	<input type="checkbox"/> leichte Stoßbelastung	<input type="checkbox"/> mäßige Stoßbelastung	<input type="checkbox"/> heftige Stoßbelastung

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

<input type="checkbox"/> Fuß mit Durchgangsloch	<input type="checkbox"/> A-Flansch	<input type="checkbox"/> Rückseite	<input type="checkbox"/> Unterseite
<input type="checkbox"/> Fuß mit Gewindebohrungen	<input type="checkbox"/> C-Flansch mit Gewindebohrungen	<input type="checkbox"/> Vorderseite	<input type="checkbox"/> oben
<input type="checkbox"/> Drehmomentstütze mit Gummipuffern	<input type="checkbox"/> Fußplatte	<input type="checkbox"/> links	<input type="checkbox"/> 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
 Überwachung von Bremsverschleiß/Funktion Bremsheizung
 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.

Getriebemotoren Auswahl

Antriebsauslegung

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:

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_g	Betriebszeit pro Tag	[h]
t_a	Verzögerungszeit	[s]
n_2	Abtriebsdrehzahl	[1/min]
n	Bemessungsdrehzahl an der Läuferwelle	[1/min]
J	Massenträgheitsmoment	[kgm ²]
J_{ext}	Externes Massenträgheitsmoment	[kgm ²]
J_{ext}	Externes Massenträgheitsmoment bezogen auf die Läuferwelle des Motors	[kgm ²]
J_{rot}	Massenträgheitsmoment des Läufers	[kgm ²]
F	Kraft	[N]
m	Masse	[kg]
v	Geschwindigkeit	[m/s]
a	Beschleunigung	[m/s ²]
g	Erdbeschleunigung	[m/s ²]
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 Drehmoment bedarf 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.

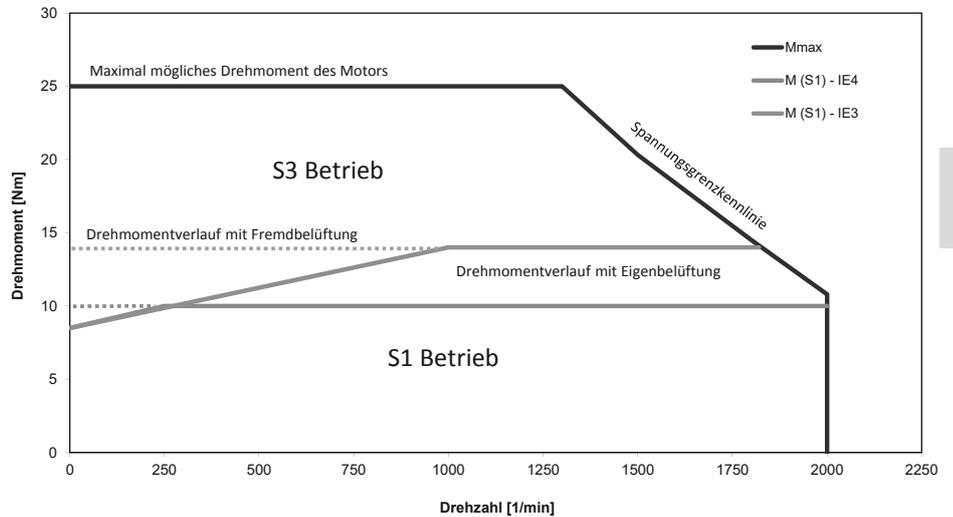
Bei Anwendungen mit Fremdmassenträgheitsmomenten (FI größer 2) und mit Schalthäufigkeiten/Stunde bei Arbeitsbremsen, ist die Bremsengröße unbedingt nach der thermisch zulässigen Schaltarbeit zu bemessen. Detaillierte Auslegung der Bremse siehe Kapitel 14.

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

Drehzahl-Drehmomenten-Kennlinie

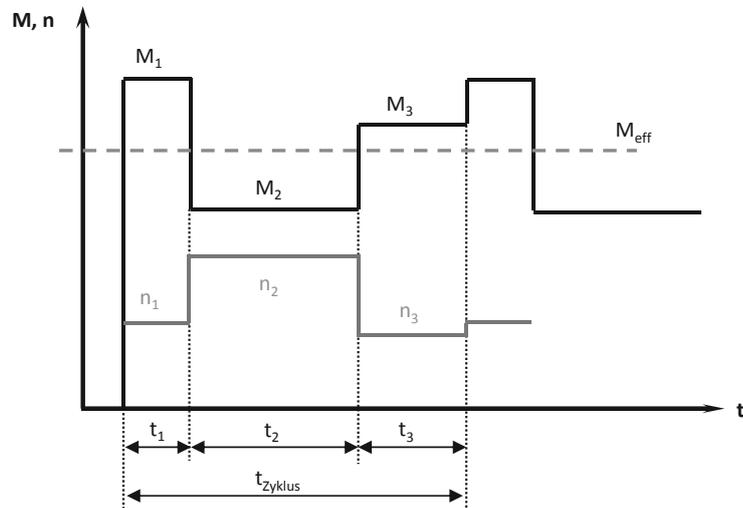
Die Drehzahl-Drehmomenten-Kennlinie beschreibt die Funktionsweise der PMSM. Die im Diagramm schematisch dargestellten Eckpunkte der Drehmomente sind wichtige Kriterien für die Auslegung der Motoren.

Drehzahl - Drehmomentkennlinie



4

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_{dyn}	Dynamische Leistung [W]
m	Masse [kg]
a	Beschleunigung [m/s ²]
v	Geschwindigkeit [m/s]
η	Wirkungsgrad

Dynamisches Lastmoment

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

D	Laufreddurchmesser
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

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

$$M_{VER} = M_{stat} + M_{dyn2}$$

M_{Verz} Verzögerungsmoment

Lastdrehmomente im Fahrzyklus

Beschleunigungsphase

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

Konstante Geschwindigkeit

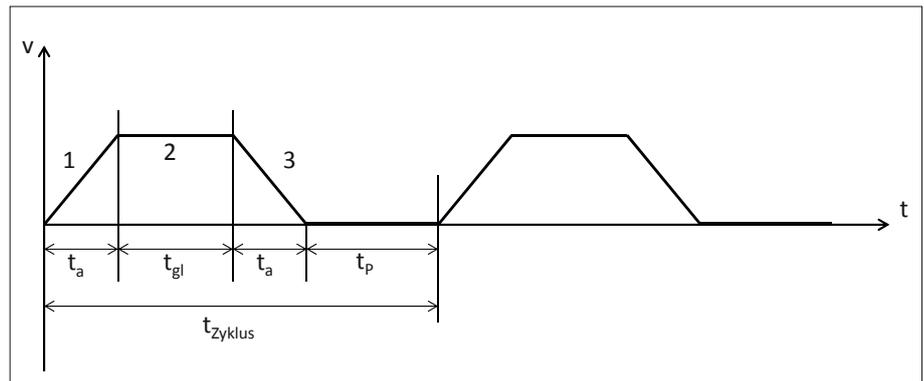
$$M_{Motor} = M_{stat}$$

Abbremsphase

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

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 _a	=	0,5s
Dauer konstante Fahrt	t _{gl}	=	5s
Zykluszeit	t _{Zykl}	=	10s
Motordrehzahl für konstante Fahrt	n	=	1450 1/min

Effektives Motordrehmoment und mittlere Motordrehzahl

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

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

Gewählt wird folgender Motor:

Typ: SSE08LA4
Nennleistung $P_n = 1,55 \text{ kW}$
Bemessungsmoment $M_n = 10 \text{ Nm}$
Bemessungsdrehzahl $n_n = 1500 \text{ min}^{-1}$

Bei richtiger Ausnutzung des Getriebes durch die Verdopplung der Untersetzung und der Drehzahlerhöhung des Motors bis 3000 min^{-1} , 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:

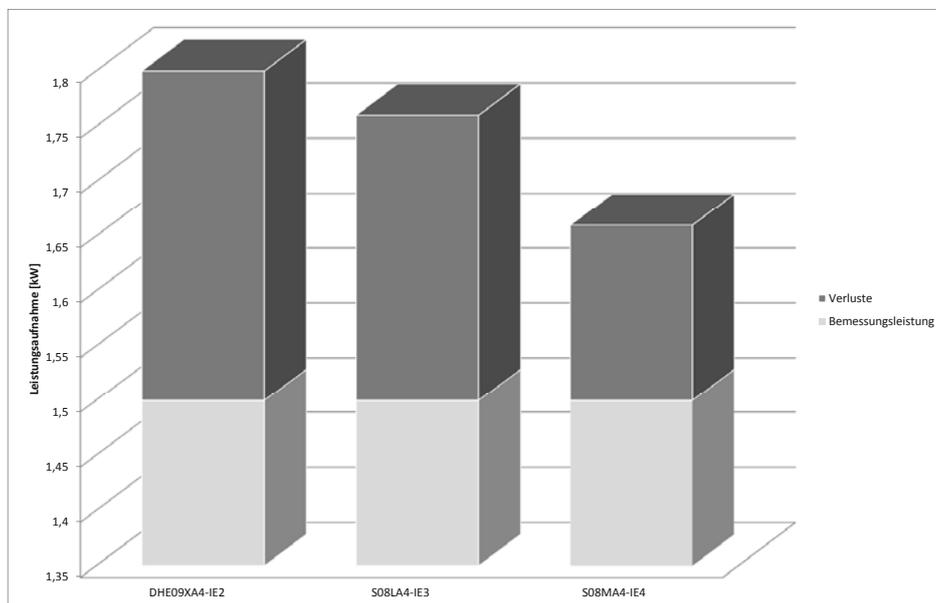
Typ: S5E08MA4
Nennleistung $P_n = 1,55 \text{ kW}$
Bemessungsmoment $M_n = 5 \text{ Nm}$
Bemessungsdrehzahl $n_n = 3000 \text{ min}^{-1}$

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.

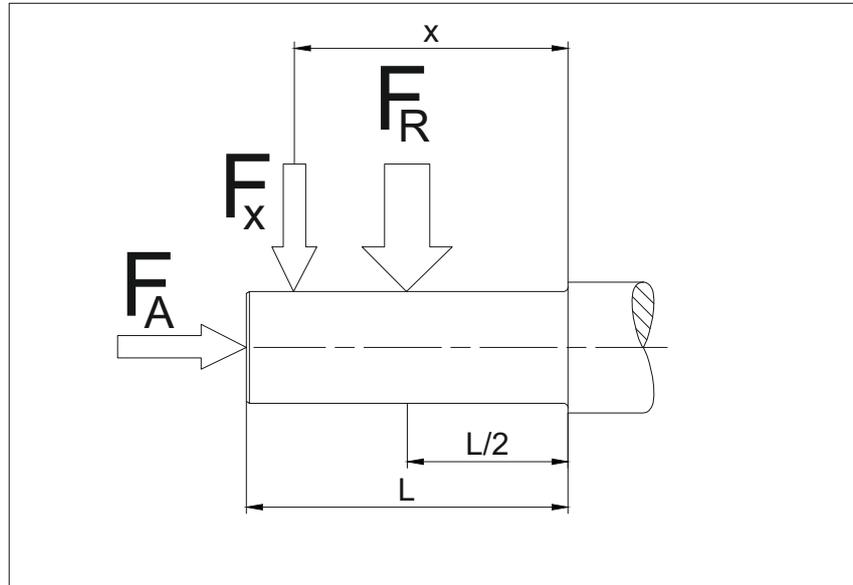
Mit Ausnutzung des Getriebes und der **Verwendung** des **S08MA4 IE4** Motors kann **gegenüber** dem **IE3 S08LA4** die **Verlustleistung um 36,24%** und **gegenüber** dem **IE2 DHE09XA4** die **Verlustleistung um 45,58% reduziert** werden.

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.



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 Auswahl tabellen 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 Auswahl tabellen (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	1,5000	-
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	-

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

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

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		
Baumaschinen			
Baufzüge		II	
Betonmischmaschinen		II	
Straßenbeumaschinen		II	
Chemische Industrie			
Kühltrommeln		II	
Mischer		II	
Rührwerke (leichte Medien)	I		
Rührwerke (zähe Medien)		II	
Trockentrommeln		II	
Zentrifugen (leicht)	I		
Zentrifugen (schwer)		II	
Förderanlagen			
Förderhaspeln		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	
Gebläse, Lüfter			
Drehkolbengebläse		II	
Gebläse (axial und radial)	I		
Kühlturmlüfter		II	
Saugzuggebläse		II	

Antrieb	Stoßgrad		
Gummi			
Extruder			III
Kalander		II	
Knetwerke			III
Mischer		II	
Walzwerke			III
Holzbearbeitung			
Entringstrommeln			III
Hobelmaschinen		II	
Holzbearbeitungsmaschinen	I		
Sägeblätter			III
Krananlagen			
Einziehwerke	I		
Fahrwerke			III
Hubwerke	I		
Schwenkwerke		II	
Wippwerke		II	
Kunststoff			
Extruder		II	
Kalander		II	
Mischer		II	
Zerkleinerungsmaschinen		II	
Metallbearbeitung			
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		

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

Antrieb	Stoßgrad		
Walzwerke			
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
Wäscherei			
Trommeltrockner		II	
Waschmaschinen		II	
Wasseraufbereitung			
Kreisellüfter		II	
Wasserschnecken		II	

