

BAUER

THE GEAR MOTOR SPECIALIST

Seite

Getriebemotorenauswahl

31-52

Spezifikation von Getriebemotoren

Antriebsauslegung

Auslegung Motoren

Radial- und Axialkräfte an der Arbeitswelle

Projektierung nach Wirkungsgrad

Stoßgrade von Arbeitsmaschinen

Getriebemotoren Auswahl

Spezifikation von Getriebsmotoren

Angaben für Anfrage

Bestellung

Bauer GmbH

Bestellung / Anfrage-Nr.: _____

Fax: + 49 (0)711 3518 381

Kontaktdaten: _____

Email: info@danfoss-bauer.de

Applikation _____

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

Getriebeart



BG

BF

BK

BS

Stückzahl _____

Wirkungsgradklasse nicht IE IE2 IE3

Typ _____

Leistung(en) _____ kW

Drehzahl(en) _____ 1/min

Drehmoment(e) _____ Nm Betriebsfactor $f_b =$ _____

Bauform _____ Klemmenkasten-Lage _____

RAL 7031 oder Sonder-RAL-Ton _____

Korrosionsschutz **Standard** oder CORO1 / CORO2 / CORO3 _____

Netzspannung _____ V Betriebsart _____

Frequenz _____ Hz

Thermistoren Thermostate

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 Umrichter

Drehzahlen von _____ 1/min bis _____ 1/min Eckfrequenz _____ Hz

Integrierter Umrichter Schaltschrankumrichter

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

Motoranbauen

- Bremse
- Typ _____ Bremsmoment = _____ Nm
- Anschlussspannung = _____ VAC _____ Hz oder _____ V DC
- Handlüftung ja nein
- Mikroschalter ja nein

Drehgeber

Inkremental

Absolut

Impulszahl _____

Ausgangssignal HTL TTL

Fremdbelüftung

Rücklauf Sperre der Abtriebswelle in Drehrichtung (Uhrzeiger/Gegenuhrzeiger) _____

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:

- 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 auf Seite 34 ("Spezifikation von Getriebemotoren"), aufgeführten Angaben werden folgende Daten für die Antriebsauslegung benötigt:

Bezeichnung	Beschreibung	Einheit
Z	Schalhäufigkeit	[1/h]
t _d	Betriebszeit pro Tag	[h]
t _s	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 _{zerf}	Erforderliches Antriebsdrehmoment	[Nm]
M _N	Bemessungsdrehmoment an der Läuferwelle	[Nm]
M _b	Verzögerungsmoment	[Nm]
M _L	Bremsendes oder treibendes Lastmoment	[Nm]
M _{gr}	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), 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.

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

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 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.

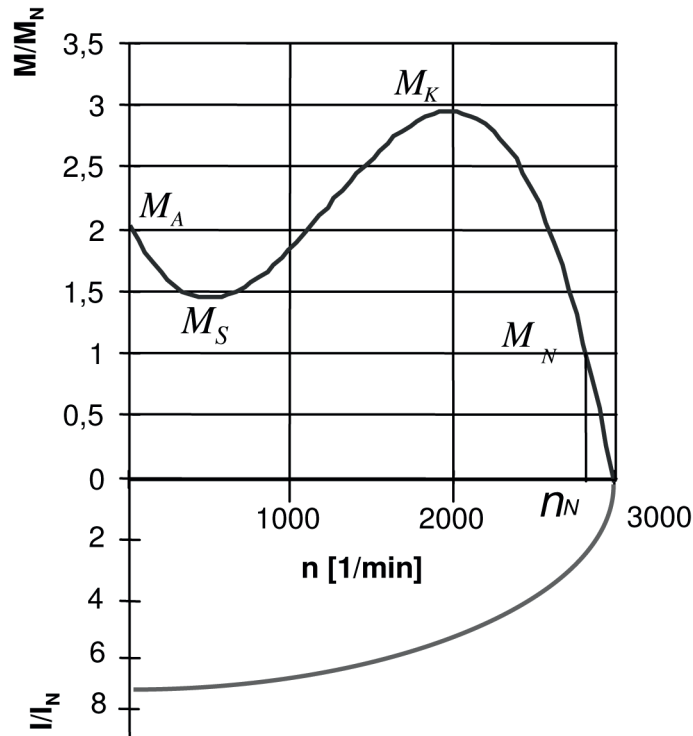
Bei Anwendungen mit Fremdmassenträgheitsmomenten (FI größer 2) und mit Schalthäufigkeiten pro Stunde ist die Bremsengröße unbedingt nach der thermisch zulässigen Schaltarbeit zu bemessen. Detaillierte Auslegung der Bremse siehe Kapitel 16.

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 .

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

Statische Leistung

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

$$P_{\text{s}} = \frac{F_{\text{F}} \times v}{\eta}$$

- P_{s} Statische Leistung [W]
- F_{F} Fahrwiderstand [N]

Gesamtleistung P_{G}

$$P_{\text{G}} = P_{\text{dyn}} + P_{\text{s}}$$

$$P_{\text{G}} = \frac{m \times a \times v}{\eta} + \frac{F_{\text{F}} \times v}{\eta}$$

Horizontale Bewegung, Drehbewegung und Vertikalbewegung aufwärts	
Hochlaufzeit [s]	$t_{\text{A}} = \frac{\left[J_{\text{M}} + \frac{J_{\text{ext}}}{\eta} \right] \times \eta_{\text{M}}}{9,55 \times \left[M_{\text{A}} - \frac{M_{\text{L}}}{\eta} \right]}$
Schalzhäufigkeit [c/h]	$Z = Z_0 \times \frac{1 - \left[\frac{M_{\text{L}}}{M_{\text{A}} \times \eta} \right]}{\left[\frac{J_{\text{S}} + \frac{J_{\text{ext}}}{\eta} + J_{\text{M}}}{J_{\text{M}}} \right]} \times K_{\text{L}}$
Vertikalbewegung abwärts	
Hochlaufzeit [s]	$t_{\text{A}} = \frac{\left[J_{\text{M}} + \frac{J_{\text{ext}}}{\eta} \right] \times \eta_{\text{M}}}{9,55 \times \left[M_{\text{A}} - (M_{\text{L}} \times \eta) \right]}$
Schalzhäufigkeit [c/h]	$Z = Z_0 \times \frac{1 - \left[\frac{M_{\text{L}} \times \eta}{M_{\text{A}}} \right]}{\left[\frac{J_{\text{S}} + J_{\text{M}} + (J_{\text{ext}} \times \eta)}{J_{\text{M}}} \right]} \times K_{\text{L}}$

Getriebemotoren Auswahl

Auslegung Motoren

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

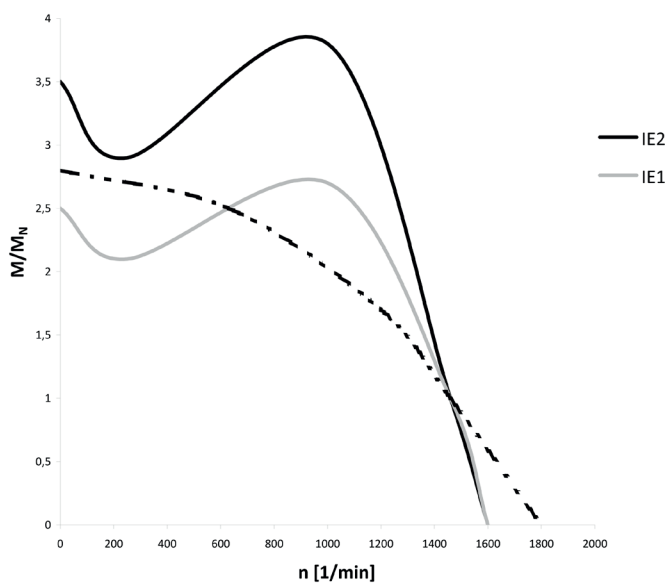
P_N [kW]	Typ	n_N [1/min]	M_N [Nm]	I_N 400 V [A]	$\cos\varphi$	η (100% - Last) [%]	η 75% - Last [%]	η (50% - Last) [%]	I_A/I_N	M_A/M_N	M_S/M_N	M_K/M_N	J_{rot} [kgm ²]
7,5	DHE13LA4	1460	49	15,1	0,81	88,9	89,2	87,9	7,0	3,3	3,0	3,5	0,0345
9,5	DHE16MA4	1470	62	19,7	0,78	89,4	89,4	86,5	6,8	2,9	2,5	3,2	0,057
11	DHE16LA4	1470	71	22,5	0,78	90,3	90,0	88,3	7,9	3,5	2,9	3,8	0,076
15	DHE16XA4	1470	97	31	0,77	90,6	90,8	88,8	7,2	3,2	2,8	3,5	0,087
18,5	DHE18LA4	1470	120	35	0,83	91,5	91,7	90,0	7,9	3,6	3,0	3,3	0,160

IE1

P_N [kW]	Typ	n_N [1/min]	M_N [Nm]	I_N 400 V [A]	$\cos\varphi$	η (100% - Last) [%]	η 75% - Last [%]	η (50% - Last) [%]	I_A/I_N	M_A/M_N	M_S/M_N	M_K/M_N	J_{rot} [kgm ²]
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	DSE16MA4	1460	72	22,6	0,81	87,7	88,0	87,3	6,0	2,5	2,1	2,7	0,05700
15	DSE16LA4	1460	98	29,5	0,83	88,9	89,2	88,9	6,1	2,5	2,1	2,8	0,07600
18,5	DSE16XA4	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 (DHE16LA4), verwendet werden. Ansonsten wäre der 15 kW IE1 (DSE16LA) Motor zu wählen.

Ausgewählter
Motor 11,0 kW
IE2: DHE16LA4



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 leerlaufenden Motors ohne fremde Trägheitsmomente, bei der die zulässige Wicklungstemperatur für die Isolierstoffklasse F erreicht wird.

Leerschalthäufigkeit Z_0 :

P_N [kW]	Typ	Z_0 [c/h]
0,37	DHE08MA4	27000
0,55	DHE08LA4	19000
0,75	DHE08XA4	15000
1,1	DHE09LA4	11000
1,5	DHE09XA4	8700
2,2	DHE09XA4C	6400
3	DHE11MA4	5000
4	DHE11LA4	4000
5,5	DHE11LA4C	3100
7,5	DHE13LA4	2400
9,5	DHE16MA4	2000
11	DHE16LA4	1800
15	DHE16XA4	1400
18,5	DHE18LA4	1200
22	DHE18XA4	1000
30	DHENF20LG4	790
37	DHENF22SG4	670
45	DHENF22MG4	570
55	DHENF25MG4	490
75	DHENF28MG4	380

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:

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

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

Getriebemotoren Auswahl

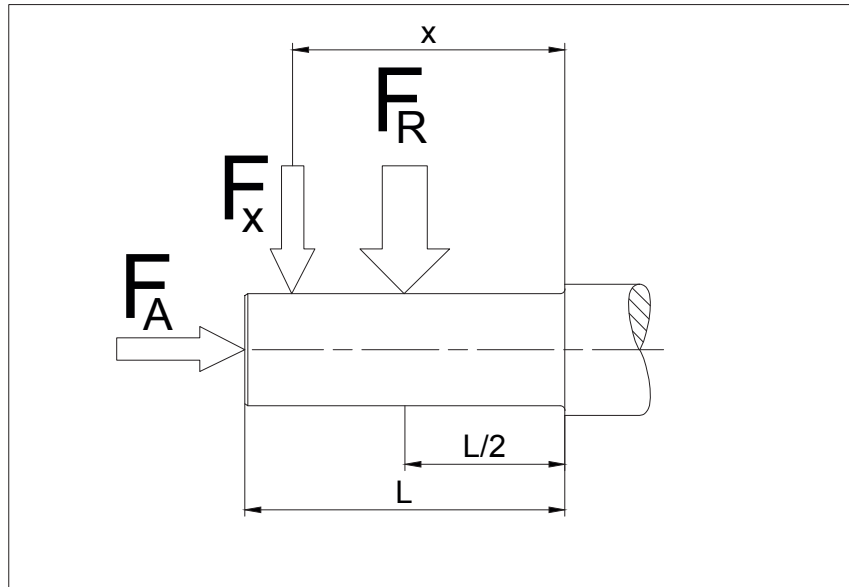
Radial – und Axialkräfte an der Arbeitswelle

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

4

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	

Kegelradgetriebe Reihe BK

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

Getriebemotoren Auswahl

Radial – und Axialkräfte an der Arbeitswelle

Stirnradschneckengetriebe Reihe BS

4

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	

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.

4

Getriebemotoren Auswahl

Projektierung nach Wirkungsgrad

Projektierung des Antriebes nach Wirkungsgrad

Mit der Einführung der IEC 60034-30 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: η_{Motor}

Die rechtsverbindliche EU-Richtlinie ErP 2009/125/EG legt für Neumotoren, gemäß der Motorenverordnung 640/2009/EG aufgeführten Motortypen, den Mindestwirkungsgrad IE2 (High Efficiency) für Dauerbetrieb S1 ab dem 16. Juni 2011 fest.

Die Auswahl der richtigen Motorbaugröße und des Motortyps ist auf Grund der neuen Motorenzuordnungen für die IE2 Reihe nach ökologischen und ökonomischen Gesichtspunkten sinnvoll zu treffen.

Ökologische Betrachtung

Bei der energetischen Ausnutzung der Motoren ist dem Auslastungsgrad eine besonders große Bedeutung zu bemessen.

Eine Verbesserung der Energiebilanz kann nicht immer, wie oftmals fälschlicherweise angenommen wird, damit erzielt werden, einen halb ausgenutzten Motor mit einem kleineren, voll ausgenutzten Modell zu ersetzen. Teilweise ausgelastete Motoren produzieren weniger Abwärme und erreichen dadurch einen höheren Wirkungsgrad.

Die folgende Tabelle stellt die technischen Daten eines 2,2 kW Motor, in Kupferläuferausführung und in Aluminium-Käfigläuferausführung, mit einem 1,1 kW Motor (Aluminium-Käfigläufer) gegenüber.

P_N [kW]	Typ	n_N [1/min]	M_N [Nm]	I_N 400 V [A]	$\cos\phi$	η (100% - Last) [%]	η 75% - Last [%]	η (50% - Last) [%]	I_A/I_N	M_A/M_N	M_S/M_N	M_K/M_N	J_{rot} [kgm ²]
1,1	DHE09LA4	1440	7,3	2,5	0,75	82,7	82,3	79,8	5,9	2,9	2,7	3,4	0,0032
2,2	DHE09XA4C	1440	14,5	4,75	0,79	84,5	85,0	83,5	5,2	1,8	1,7	2,7	0,0053
2,2	DHE11SA4	1440	14,5	4,6	0,80	86,2	86,0	84,7	7,0	3,1	2,8	3,6	0,0081

Selbst bei einem Auslastungsgrad von 50% haben beide 2,2 kW Motoren einen höheren Wirkungsgrad als der voll ausgenutzte (100%-Last) 1,1 kW Motor.

Aufgrund der hohen thermischen Reserven der IE2 Motoren kann auf zusätzliche Sicherheitszuschläge bei der Projektierung verzichtet werden.

Bei sehr hohen Schalthäufigkeiten sollte jedoch das höhere Anzugsmoment von IE2 Motoren und die damit verbundenen höheren Getriebestoßbelastungen beachtet werden. Weitere Hinweise siehe Sonderdruck EP34..

Rechnerische Ermittlung des Wirkungsgrades bei Teillast

In den Motordatenblättern werden die Wirkungsgrade der Motoren gemäß der Anforderung der Motorenverordnung 640/2009/EG 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

η_{100}	Wirkungsgrad bei 100% Last
η_{75}	Wirkungsgrad bei 75% Last
R_{VL}, R_{VO}	Zwischenergebnisse
p	Teillast, Angabe zwischen 0...1..Überlast
η_p	Wirkungsgrad bei Teillastpunkt p

Ökonomische Betrachtung

Wie oben beschrieben erlaubt die ökonomische Betrachtung keine allzu großen Sicherheitszuschläge. Die durch die ErP Richtlinie 2009/125/EG geforderte Energieeinsparung bei den Elektromotoren lässt sich sehr leicht umsetzen, jedoch nicht zu jedem Preis.

Bei der Umstellung, der in Betriebsart S1 ausgeführten und netzbetriebenen Motoren von IE1 auf IE2 Motorwirkungsgraden ab dem 16. Juni 2011, kommen auf die Anwender der Elektromotoren leistungsbezogene Mehrkosten bei der Anschaffung dieser Produkte.

Die Selektion der Antriebe sollte im wesentlichen nach der Amortisationszeit in Abhängigkeit des Betrachtungszeitraums erfolgen.

Der konstante Betrieb bei 50% Teillast von einem 2,2 kW Motor (siehe oben) macht aus wirtschaftlichen Gesichtspunkten keinen Sinn. In diesem Fall ist ein Mehrpreis zum einen für den Baugrößen- bzw. Paketlängensprung und zum anderen für den Materialaufwand bei den IE2 Motoren zu entrichten. Die Amortisationszeit des eingesetzten Motors würde sich somit über die Lebensdauer der Anlage hinweg verlängern.

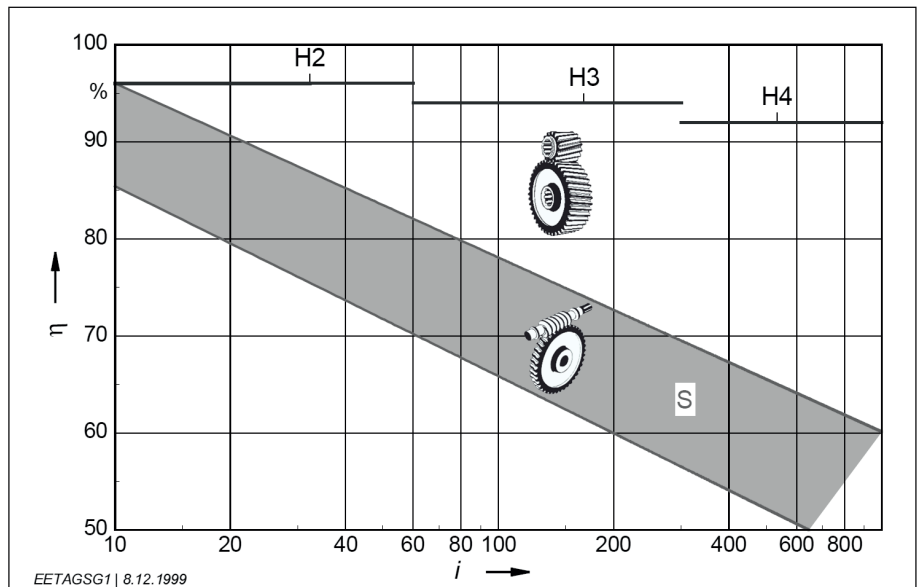
Die wirtschaftlich effektivste Auswahl des Motors muss demzufolge nach den folgenden Gesichtspunkten getroffen werden.

- Betriebsart
Bewertung der Anwendung, denn die meisten Anwendungen laufen nicht in Betriebsart S1
- Betriebsdauer
Je länger die Betriebsdauer umso kürzer die Amortisationszeit.
- Auslastung des Motors
Ausnutzung des Motors ab 75% Teillast.
- Finanzieller Mehraufwand
Sicherheitszuschläge erhöhen den wirtschaftlichen Mehraufwand.
- Amortisationszeit

Getriebewirkungsgrad η_{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 Stirnrad-schneckengetriebe angeboten. Dadurch können sehr hohe Übersetzungen und wesentlich bessere Wirkungsgrade als bei reinen Schneckengetrieben erzielt werden. Bei Getrieben mit Stirnradgetriebestufen kann ein Verlust von 2% pro Stufe angenommen werden.



Richtwerte für den Wirkungsgrad (η) von schrägverzahnten Stirnrad-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 η_{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 Riemenspannung)	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	0,30 – 0,70
	Kugelumlaufspindel	0,70 – 0,95
Getriebe	bei Stirnrad- und Kegolverzahnung 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, Schalthäufigkeit und Übertragungsmittel – berücksichtigt werden

Antrieb	Stoßgrad		
Baumaschinen			
Bauaufzüge		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			
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	
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			
Entrindungstrommeln			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			
Kreiselpelüfter		II	
Wasserschnecken		II	

