



3 Projektierung

3.1 Weiterführende Dokumentation

Ergänzend zu den Informationen in diesem Katalog bietet Ihnen SEW-EURODRIVE umfassende Dokumentation über das gesamte Themengebiet der elektrischen Antriebstechnik. Dies sind vor allem die Druckschriften der Reihe "Praxis der Antriebstechnik" und die Handbücher und Kataloge zu den elektronisch geregelten Antrieben. Des Weiteren finden Sie auf der Homepage von SEW-EURODRIVE (<http://www.sew-eurodrive.de>) eine große Auswahl unserer Dokumentationen in verschiedenen Sprachen zum Download. Nachfolgend wird die für die Projektierung interessante weiterführende Dokumentation aufgelistet. Diese Druckschriften können Sie bei SEW-EURODRIVE bestellen.

Praxis der Antriebstechnik

- Antriebe projektieren.
- Geregelte Drehstromantriebe.
- Servo-Antriebe.
- EMV in der Antriebstechnik.
- Explosionsgeschützte Antriebe gemäß EU-Richtlinie 94/9/EG.

Elektronik-Doku- mentation

- Systemhandbuch MOVIDRIVE® MD_60A.
- Systemhandbuch MOVIDRIVE® MDX60/61B.
- Systemhandbuch MOVIDRIVE® compact.

Mechanische Bremsen

- Handbuch "Bremsen und Zubehör".



3.2 Daten zur Antriebs- und Getriebeauslegung

Damit die Komponenten für Ihren Antrieb eindeutig festgelegt werden können, müssen bestimmte Daten bekannt sein. Diese sind:

Daten für die Antriebsauslegung			Ihr Eintrag
i	Getriebeübersetzung		
φ	Verdrehspiel	[']	
η_G	Wirkungsgrad Getriebe		
n_{a max}	Maximale Abtriebsdrehzahl	[min ⁻¹]	
n_{am}	Mittlere Abtriebsdrehzahl des Getriebes	[min ⁻¹]	
n_e	Eintriebsdrehzahl	[min ⁻¹]	
n_{em}	Mittlere Eintriebsdrehzahl	[min ⁻¹]	
J_G	Massenträgheitsmoment des Getriebes	[kgm ²]	
J_{ext}	Massenträgheitsmoment (extern) reduziert auf die Motorwelle	[kgm ²]	
J_{Mot}	Massenträgheitsmoment des Motors	[kgm ²]	
J_{Last}	Massenträgheitsmoment der Last	[kgm ²]	
k	Massenträgheitsverhältnis J _{ext} / J _{Mot}		
M_{1...M_n}	Abtriebsmoment im Zeitabschnitt t ₁ bis t _n	[Nm]	
M_{DYN}	Dynamisches Grenzmoment des Servomotors	[Nm]	
M_{a max}	Maximales Abtriebsdrehmoment	[Nm]	
M_{e max}	Maximales Eintriebsdrehmoment	[Nm]	
M_{max}	Maximales Abtriebsdrehmoment des zu projektierenden Antriebs	[Nm]	
M_a (t)	Beschleunigungs- und Bremsmoment	[Nm]	
M_{eff}	effektiver Drehmomentbedarf (bezogen auf den Motor)	[Nm]	
P_{Br}	Bremsleistung	[W]	
P_{Br_peak}	Spitzenbremsleistung	[W]	
P_{Br_tn}	Bremsleistung im Abschnitt t _n	[W]	
t_{1...t_n}	Zeitabschnitt 1 bis n	[min]	
t_z	Zykluszeit	[s]	
F_{Ax}	Axialkraft (Zug und Druck) an der Abtriebswelle	[N]	
F_R	Vorhandene Querkraft an der Abtriebswelle	[N]	
F_{Ra}	Zulässige Querkraft an der Abtriebswelle. Es wird Kraftangriff an Wellen-mitte vorausgesetzt. Falls nicht, bitte genauen Angriffspunkt mit Angriffswinkel und Drehrichtung der Welle zur Nachrechnung angeben	[N]	
F_{RxL}	Zulässige Querkraft an der Stelle x nach der Lagerlebensdauer	[N]	
F_{RxW}	Zulässige Querkraft an der Stelle x nach der Wellenfestigkeit	[N]	
x	Abstand des Querkraftangriffs vom Wellenbund	[mm]	
a, b, c, f	Getriebekonstanten bzgl. der Querkraftumrechnung		
S., ..%ED	Betriebsart und relative Einschaltdauer ED, ersatzweise kann auch das genaue Belastungsspiel angegeben werden	-	
Geforderte Positioniergenauigkeit und Drehzahlbereich			
R-, F-, K-, S-	Geforderte Getriebeart und Bauform	-	
M1 - M6	Bauform (→ Kap. Bauformen)	-	
IP..	Geforderte Schutzart	-	
ϑ_{Umg}	Umgebungstemperatur	[°C]	
H	Aufstellhöhe	[m ü. NN]	



Projektierung

Daten zur Antriebs- und Getriebeauslegung

Ermittlung der Applikationsdaten

Zur Auslegung des Antriebs werden zunächst die Daten der anzutreibenden Maschine (Masse, Drehzahl, Stellbereich usw.) benötigt.

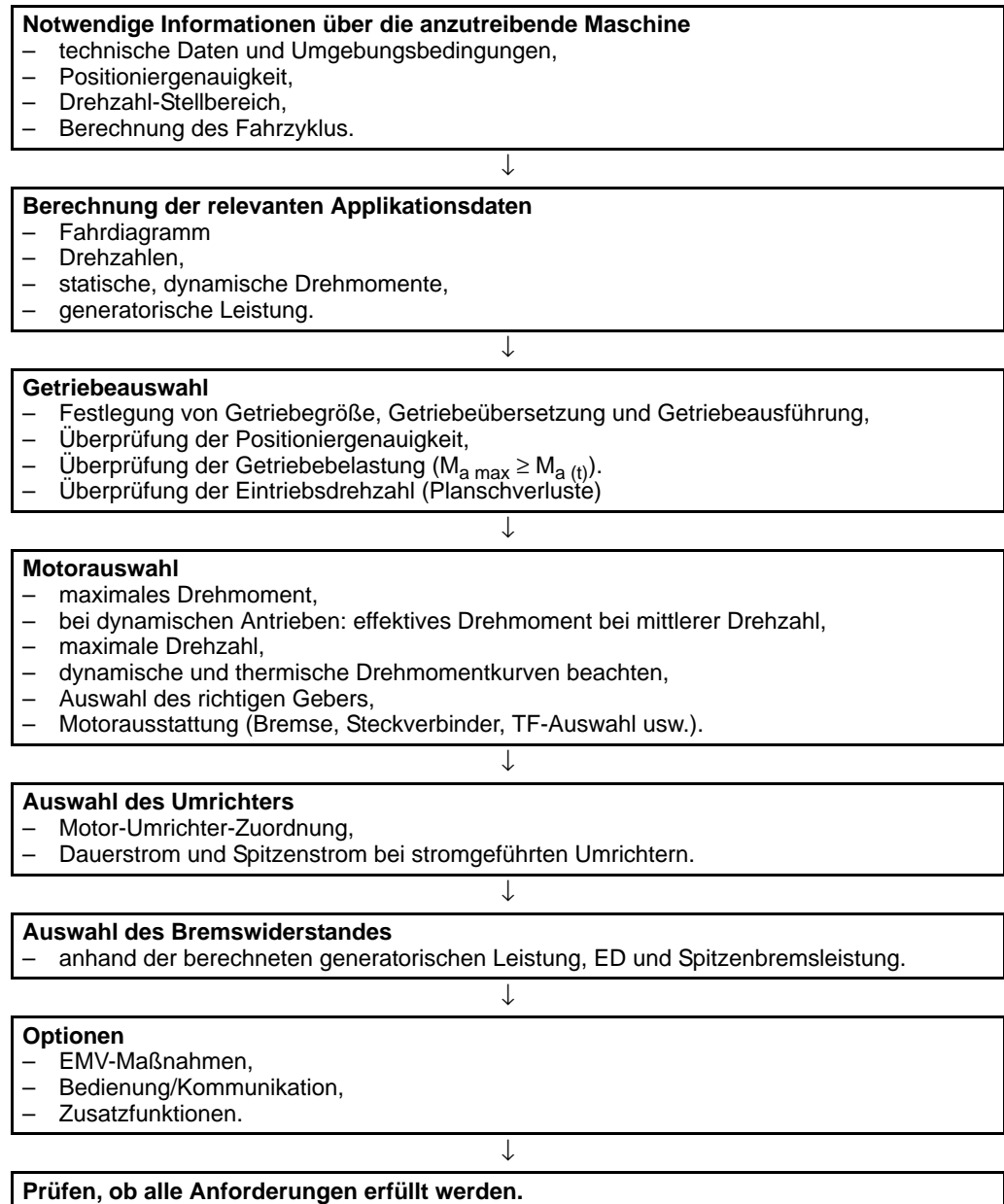
Mit diesen Daten werden die erforderliche Leistung, das Drehmoment und die Drehzahl bestimmt. Hilfestellung gibt die SEW-Druckschrift "Praxis der Antriebstechnik / Antriebe projektieren" oder die SEW-Projektierungssoftware PRODRIVE®.



3.3 Projektierungsablauf

Beispiel

Das folgende Ablaufdiagramm zeigt schematisch die Vorgehensweise bei der Projektierung eines Positionierantriebes. Der Antrieb besteht aus einem Getriebemotor, der von einem Umrichter gespeist wird.





3.4 Projektierung Getriebe

Eigenschaften der Getriebe

Der Wirkungsgrad der Getriebe wird hauptsächlich durch die Verzahnungs- und Lagerreibung bestimmt. Beachten Sie, dass der Anlaufwirkungsgrad eines Getriebes immer kleiner ist als der Wirkungsgrad bei Betriebsdrehzahl. Besonders ausgeprägt ist dies bei Schnecken-Winkelgetriebemotoren.

R-, F-, K-Getriebe Bei Stirnrad-, Flach- und Kegelradgetrieben liegt der Wirkungsgrad je nach Anzahl der Verzahnungsstufen zwischen 94 % (3-stufig) und 98 % (1-stufig).

S-Getriebe Die Verzahnungen der Schneckengetriebe verursachen einen hohen Gleitreibungsanteil. Aus diesem Grund können diese Getriebe höhere Verzahnungsverluste und somit niedrigere Wirkungsgrade als die R-, F- oder K-Getriebe aufweisen.

Dies ist abhängig von folgenden Faktoren:

- Übersetzung der Schneckenstufe,
- Eintriebsdrehzahl,
- Getriebetemperatur.

Die SEW-Schneckengetriebe sind als Stirnrad-Schnecke konzipiert und haben deshalb einen deutlich besseren Wirkungsgrad als reine Schneckengetriebe. Bei sehr großen Übersetzungen der Schneckenstufe kann der Wirkungsgrad $\eta < 0,5$ werden.

Selbsthemmung Bei rücktreibenden Drehmomenten an Schneckengetrieben gilt der Wirkungsgrad $\eta' = 2 - 1/\eta$, also deutlich geringer als der Vorwärtswirkungsgrad η . Ist der Vorwärtswirkungsgrad $\eta \leq 0,5$, kann das Schneckengetriebe selbsthemmend sein. Soll die Bremswirkung der Selbsthemmung technisch genutzt werden, bitten wir um Rückfrage bei SEW-EURODRIVE.

Einlaufphase Bei neuen Schneckengetrieben sind die Zahnflanken noch nicht vollständig geglättet. Deshalb ist während der Einlaufphase der Reibungswinkel größer und somit der Wirkungsgrad niedriger als im späteren Betrieb. Dieser Effekt verstärkt sich mit größer werdender Übersetzung. Folgende Werte müssen während der Einlaufphase vom listenmäßig angegebenen Wirkungsgrad abgezogen werden:

Gangzahl	i-Bereich	η -Reduzierung
2-gängig	ca. 20 ... 75	ca. 6 %
5-gängig	ca. 6 ... 25	ca. 3 %

Die Einlaufphase dauert üblicherweise 24 Stunden. Die Schneckengetriebe erreichen die listenmäßig angegebenen Nennwirkungsgrade, wenn:

- das Getriebe vollständig eingelaufen ist,
- das Getriebe die Nenntemperatur erreicht hat,
- der vorgeschriebene Getriebeschmierstoff eingefüllt ist,
- das Getriebe im Nennlastbereich arbeitet.



Planschverluste

Bei R-, F-, K- und S-Getrieben treten Planschverluste durch das Umwälzen des Schmierstoffs auf. Planschverluste sind abhängig von der Getriebebauform und von der eintreibenden Drehzahl.

Verwenden Sie nach Möglichkeit für die R-, F-, K- und S-Getriebe die Grundbauform M1, um die Planschverluste gering zu halten.

Bei mittleren Drehzahlen größer 1500 min^{-1} oder bei von der Grundbauform M1 abweichenden Raumlagen müssen die Planschverluste bzw. die Wärmegrenzleistung überprüft werden. Bitte halten Sie in diesen Fällen Rücksprache mit SEW-EURODRIVE.

Grenzdrehzahlen

Grenzdrehzahlen	
Getriebegrößen	max. Drehzahl
bis 77	4500 min^{-1}
87	3900 min^{-1}
97	3100 min^{-1}
107	2700 min^{-1}
127 - 167	2500 min^{-1}
187	2000 min^{-1}

Bei höheren maximal auftretenden Drehzahlen halten Sie bitte Rücksprache mit SEW-EURODRIVE.

Konstruktions- und Betriebshinweise



Bei SEW-Getrieben darf bei der Montage von An- und Abtriebs-elementen der **Wellenbund als Anschlag** für Übertragungselemente (Riemenscheibe, Zahnritzel usw.) **verwendet werden**.



R-, F-, K-Getriebe können bei **Umgebungstemperaturen** zwischen **- 10 °C und + 40 °C** eingesetzt werden.

S-Getriebe können bei **Umgebungstemperaturen** zwischen **0 °C und + 40 °C** eingesetzt werden.

Bei Umgebungstemperaturen außerhalb des angegebenen Temperaturbereiches halten Sie bitte unbedingt Rücksprache mit SEW-EURODRIVE.



SEW-Getriebe können bis **Aufstellhöhen** von **1000 m über NN** eingesetzt werden. Bei Aufstellhöhen über 1000 m über NN halten Sie bitte unbedingt Rücksprache mit SEW-EURODRIVE.



3.5 Quer- und Axialkräfte

Querkraft ermitteln

Bei der Ermittlung der entstehenden Querkraft muss berücksichtigt werden, welches Übertragungselement an das Wellenende angebaut wird. Für verschiedene Übertragungselemente müssen folgende Zuschlagsfaktoren f_z berücksichtigt werden:

Übertragungselement	Zuschlagsfaktor f_{z1}	Bemerkungen
Zahnräder	1.15	< 17 Zähne
Kettenräder	1.40	< 13 Zähne
Kettenräder	1.25	< 20 Zähne
Schmalkeilriemen-Scheiben	1.75	In Abhängigkeit der Vorspannkraft
Flachriemen-Scheiben	2.50	In Abhängigkeit der Vorspannkraft
Zahnriemen-Scheiben	2.00 - 2.50	In Abhängigkeit der Vorspannkraft

Die Querkraftbelastung an der Motor- oder Getriebewelle wird berechnet wie folgt:

$$F_R = \frac{M_d \times 2000}{d_0} \times f_z$$

F_R = Querkraftbelastung in N

M_d = Drehmoment in Nm

d_0 = mittlerer Durchmesser des angebauten Übertragungselementes in mm

f_z = Zuschlagsfaktor

Zulässige Querkraft

Die zulässigen Querkräfte werden unter Berücksichtigung der Wälzlagerberechnung der nominellen Lagerlebensdauer L_{H10} (gemäß ISO 281) ermittelt.

Für besondere Betriebsbedingungen ist auf Anfrage die Ermittlung der zulässigen Querkräfte anhand der modifizierten Lagerlebensdauer L_{na} möglich.



Die Angaben beziehen sich bei Getriebemotoren auf den Kraftangriff in der Mitte des Wellenendes. Bezüglich Kraftangriffswinkel α und Drehrichtung werden die ungünstigsten Bedingungen vorausgesetzt.

- Bei K- und S-Getriebemotoren in Bauform M1 mit stirnseitiger Wandbefestigung sind nur 50 % der in den Auswahltabellen angegebenen Querkraft F_{Ra} zulässig.
- Bei R-Getriebemotoren in Fuß- und Flanschausführung sind maximal 50 % der in den Auswahltabellen angegebenen Querkraft F_{Ra} zulässig, wenn die Drehmomentübertragung über die Flanschbefestigung geht.

Standardmäßig wird die Querkraft für Fußgetriebe angegeben. Weichen die Querkräfte anderer Ausführungen von denen der Fußgetriebe ab, werden diese Querkräfte in einer separaten Spalte der Auswahltabellen angegeben.

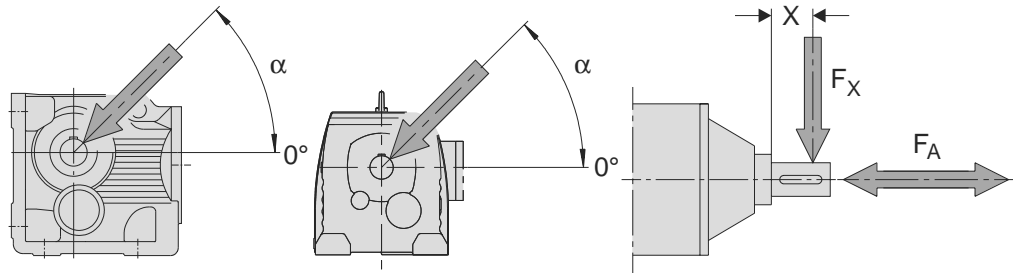


Höhere zulässige Querkräfte

Die genaue Berücksichtigung des Kraftangriffswinkels α und der Drehrichtung kann eine höhere Querkraftbelastung zulassen. Des Weiteren können durch den Einbau von verstärkten Lagern, vor allem bei R-, F- und K-Getrieben, höhere Belastungen der Abtriebswelle zugelassen werden. Bitte halten Sie in diesem Fall Rücksprache mit SEW-EURODRIVE.

Definition des Kraftangriffes

Der Kraftangriff wird gemäß dem folgenden Bild definiert:



02355DXX

Bild 1: Definition des Kraftangriffes

F_X = zulässige Querkraft an der Stelle x [N]

F_A = zulässige Axialkraft [N]

Zulässige Axialkräfte

Liegt keine Querkraftbelastung vor, ist als Axialkraft F_A (Zug oder Druck) 50% der Querkraft gemäß Auswahltabellen zulässig. Dies gilt für folgende Getriebemotoren:

- Stirnradgetriebemotoren mit Ausnahme von R..137... bis R..167...
- Flach- und Kegelaradgetriebemotoren mit Vollwelle mit Ausnahme von F97...
- Schneckengetriebemotoren mit Vollwelle.



Bitte halten Sie Rücksprache mit SEW-EURODRIVE bei allen anderen Getriebeausführungen und wenn wesentlich stärkere Axialkräfte oder kombinierte Belastungen aus Querkraft und Axialkraft auftreten.



Querkräftumrechnung bei außermittigem Kraftangriff

Bei einem Kraftangriff außerhalb der Mitte des Wellenendes bzw. mit Abstand vom Wellenende müssen die zulässigen Querkräfte gemäß den Auswahltabellen mit den folgenden Formeln berechnet werden. Der kleinere der beiden Werte $F_{R_{xL}}$ (nach Lagerlebensdauer) und $F_{R_{xW}}$ (nach Wellenfestigkeit) ist der zulässige Wert für die Querkraft an der Stelle x . Zu beachten ist, dass die Getriebekonstante c für M_N bzw. M_B unterschieden werden muss.

Querkräftberechnung nach der Lagerlebensdauer:

$$F_{R_{xL}} = F_{Ra} \times \frac{a}{b+x}$$

Querkräftberechnung nach der Wellenfestigkeit:

$$F_{R_{xW}} = \frac{c}{f+x}$$

- x = Abstand des Querkraftangriffs vom Wellenbund [mm]
- F_{Ra} = Zulässige Querkraft [N] (siehe Tabellen Nennmomente)
- $F_{R_{xL}}$ = Zulässige Querkraft [N] an der Stelle x nach der Lagerlebensdauer
- $F_{R_{xW}}$ = Zulässige Querkraft [N] an der Stelle x nach der Wellenfestigkeit
- a, b, c, f = Getriebekonstanten für die Querkräftumrechnung
- F_{R_x} = Minimum von $F_{R_{xL}}$ und $F_{R_{xW}}$ [N]

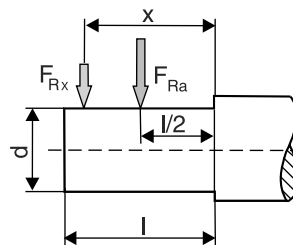


Bild 2: Querkräft F_{R_x} bei außermittigem Kraftangriff bei einer Vollwelle

54657AXX

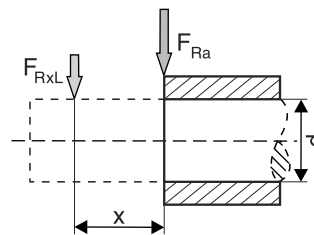


Bild 3: Querkräft $F_{R_{xL}}$ bei außermittigem Kraftangriff bei einer Hohlwelle

54658AXX



Getriebekonstanten zur Querkraftumrechnung

Getriebetyp	Getriebekonstanten zur Querkraftumrechnung:					
	a [mm]	b [mm]	c [Nmm]	f [mm]	d [mm]	l [mm]
R17	88.5	68.5	$6.527 \cdot 10^4$	17	20	40
R27	106.5	81.5	$1.56 \cdot 10^5$	11.8	25	50
R37	118	93	$1.24 \cdot 10^5$	0	25	50
R47	137	107	$2.44 \cdot 10^5$	15	30	60
R57	147.5	112.5	$3.77 \cdot 10^5$	18	35	70
R67	168.5	133.5	$2.65 \cdot 10^5$	0	35	70
R77	173.7	133.7	$3.97 \cdot 10^5$	0	40	80
R87	216.7	166.7	$8.47 \cdot 10^5$	0	50	100
R97	255.5	195.5	$1.19 \cdot 10^6$	0	60	120
R107	285.5	215.5	$2.06 \cdot 10^6$	0	70	140
R137	343.5	258.5	$6.14 \cdot 10^6$	30	90	170
R147	402	297	$8.65 \cdot 10^6$	33	110	210
R167	450	345	$1.26 \cdot 10^7$	0	120	210
RX57	43.5	23.5	$1.51 \cdot 10^5$	34.2	20	40
RX67	52.5	27.5	$2.42 \cdot 10^5$	39.7	25	50
RX77	60.5	30.5	$1.95 \cdot 10^5$	0	30	60
RX87	73.5	33.5	$7.69 \cdot 10^5$	48.9	40	80
RX97	86.5	36.5	$1.43 \cdot 10^6$	53.9	50	100
RX107	102.5	42.5	$2.47 \cdot 10^6$	62.3	60	120
F27	109.5	84.5	$1.13 \cdot 10^5$	0	25	50
F37	123.5	98.5	$1.07 \cdot 10^5$	0	25	50
F47	153.5	123.5	$1.78 \cdot 10^5$	0	30	60
F57	170.7	135.7	$5.49 \cdot 10^5$	32	35	70
F67	181.3	141.3	$4.12 \cdot 10^5$	0	40	80
F77	215.8	165.8	$7.87 \cdot 10^5$	0	50	100
F87	263	203	$1.19 \cdot 10^6$	0	60	120
F97	350	280	$2.09 \cdot 10^6$	0	70	140
F107	373.5	288.5	$4.23 \cdot 10^6$	0	90	170
F127	442.5	337.5	$9.45 \cdot 10^6$	0	110	210
F157	512	407	$1.05 \cdot 10^7$	0	120	210
K37	123.5	98.5	$1.41 \cdot 10^5$	0	25	50
K47	153.5	123.5	$1.78 \cdot 10^5$	0	30	60
K57	169.7	134.7	$6.8 \cdot 10^5$	31	35	70
K67	181.3	141.3	$4.12 \cdot 10^5$	0	40	80
K77	215.8	165.8	$7.69 \cdot 10^5$	0	50	100
K87	252	192	$1.64 \cdot 10^6$	0	60	120
K97	319	249	$2.8 \cdot 10^6$	0	70	140
K107	373.5	288.5	$5.53 \cdot 10^6$	0	90	170
K127	443.5	338.5	$8.31 \cdot 10^6$	0	110	210
K157	509	404	$1.18 \cdot 10^7$	0	120	210
K167	621.5	496.5	$1.88 \cdot 10^7$	0	160	250
K187	720.5	560.5	$3.04 \cdot 10^7$	0	190	320
S37	118.5	98.5	$6.0 \cdot 10^4$	0	20	40
S47	130	105	$1.33 \cdot 10^5$	0	25	50
S57	150	120	$2.14 \cdot 10^5$	0	30	60
S67	184	149	$3.04 \cdot 10^5$	0	35	70

Werte nicht aufgeführter Ausführungen erhalten Sie auf Anfrage.



3.6 Projektierung Servomotor

Eigenschaften von synchronen und asynchronen Servomotoren

Synchrone Servomotoren

Synchrone Servomotoren sind permanenterregte Synchronmaschinen. Eigenschaften der SEW-Synchronservomotoren sind:

- Stillstandsmoment von 1 bis 68 Nm, mit Fremdlüfter bis 95 Nm.
- Hohe Dynamik (Nennmoment / Massenträgheitsmoment des Motors).
- Hohe Schutzart (IP65).
- Robustes Gebersystem (Resolver).
- Das optimale Gebersystem mit Sinus-, Cosinusgeber ermöglicht einen sehr hohen Stellbereich bis zu 1:5000.
- Kleine Drehzahlen können mit einem optimalen Gebersystem mit hoher Genauigkeit gefahren werden.
- Hohe Drehzahlen bis 6000 min^{-1} ohne Feldschwächbetrieb stellbar.
- Hohes Dauerdrehmoment bei kleinen Drehzahlen und bei Stillstand ohne Fremdlüfter.
- Hohe Überlastbarkeit.
- NeFeB-Magnete, Permanentmagnete mit hoher magnetischer Felddichte.

Asynchrone Servomotoren

Asynchrone Servomotoren sind dynamische Drehstrom-Asynchronmaschinen mit den Eigenschaften:

- Motor-Nennmomente von 2.5 bis 200 Nm.
- Anwendungen mit sehr hohem Lastträgheitsmoment können realisiert werden.
- Das Gebersystem ermöglicht einen sehr hohen Stellbereich (bis 1:5000).
- Kleine Drehzahlen unter 1 min^{-1} können mit hoher Genauigkeit gefahren werden.

Schutzarten nach IEC 34-5 (EN 60034-5)

- Die synchronen Servomotoren werden serienmäßig in der Schutzart IP65 geliefert.
- Die asynchronen Servomotoren werden serienmäßig in der Schutzart IP54 geliefert. Auf Wunsch kann auch in den Schutzarten IP55 oder IP65 geliefert werden.

IP	1. Kennziffer Fremdkörperschutz	2. Kennziffer Wasserschutz
0	Nicht geschützt.	Nicht geschützt.
1	Geschützt gegen feste Fremdkörper $\varnothing 50 \text{ mm}$ und größer.	Geschützt gegen Tropfwasser.
2	Geschützt gegen feste Fremdkörper $\varnothing 12 \text{ mm}$ und größer.	Geschützt gegen Tropfwasser, wenn das Gehäuse bis zu 15° geneigt ist.
3	Geschützt gegen feste Fremdkörper $\varnothing 12 \text{ mm}$ und größer.	Geschützt gegen feste Fremdkörper $\varnothing 12 \text{ mm}$ und größer.
4	Geschützt gegen feste Fremdkörper $\varnothing 12 \text{ mm}$ und größer.	Geschützt gegen Spritzwasser.
5	Staubgeschützt.	Geschützt gegen Strahlwasser.
6	Staubdicht.	Geschützt gegen starkes Strahlwasser.
7	-	Geschützt gegen zeitweiliges Untertauchen in Wasser.
8	-	Geschützt gegen dauerndes Untertauchen in Wasser.



Anwendungen

*Beschleunigung
größer 5 m/s²*

Der Rotor des synchronen Servomotors ist besonders trägheitsarm ausgeführt. Dieser Motor ist die optimale Wahl bei sehr dynamischen Anwendungen. Bei Beschleunigungen größer 5 m/s² ist der **synchrone Servomotor** in der Regel die technisch und wirtschaftlich beste Lösung.

*Große Massen
genau
positionieren*

Sollte das Massenträgheitsverhältnis $J_{\text{ext}} / J_{\text{Mot}}$ mit dem trägheitsarmen Rotor des synchronen Servomotors ungünstig groß ausfallen ($k > 10 \dots 15$), kann in vielen Fällen ein **asynchroner Servomotor** mit einem höheren Massenträgheitsmoment J_{Mot} die bessere Lösung darstellen.

*Große Motor-
drehmomente*

Werden Servomotoren mit Nennmomenten $> 95 \text{ Nm}$ benötigt, so stehen asynchrone SEW-Servomotoren zur Verfügung.

*Sehr geringe
Motordrehzahlen*

Anwendungen bei denen extrem geringe Motordrehzahlen $< 2.0 \text{ min}^{-1}$ gefordert werden, sind optimal mit dem asynchronen Servomotor zu lösen. Das verwendete Gebersystem (Sinusgeber) ermöglicht eine sehr hohe Auflösung der Ist Drehzahl.

Ein Fremdlüfter ist erforderlich, wenn lange Zeit Drehzahlen $< 500 \text{ min}^{-1}$ gefahren werden. Hierbei ist auch die Belastung und die Zeit zu berücksichtigen.

**Getriebe-Motor-
Zuordnung**

Zulässige Kombinationen von Motor und Getriebe sind in den Kombinationsübersichten durch grau hinterlegte Felder hervorgehoben.

**Endliche Über-
setzungen i**

Für Positionierungsaufgaben in einer Drehrichtung und Synchronisierung sind Getriebe mit ganzer oder endlicher Übersetzung vorzuziehen, um die Summierung von Rundungsfehlern zu vermeiden. Getriebe mit endlicher Übersetzung sind in den Kombinationsübersichten mit einem * nach der Übersetzung i gekennzeichnet und mit zwei Nachkommastellen angegeben.

**Hinweise zur
Auswahl von
Servomotoren**

Um die thermische und die dynamische Belastung des Motors zu ermitteln, richtet sich die Projektierung eines Servomotors nach folgenden Anforderungen:

- Berechnung des **effektiven Arbeitspunktes** zur Überprüfung der thermischen Auslastung des Motors.
- Berechnung des **maximalen Arbeitspunktes** zur Bestimmung der Motor - Umrichter Kombination.
- Bestimmung des **Massenträgheitsverhältnis** $J_{\text{ext}} / J_{\text{Mot}}$ zur Überprüfung der Stabilität der Drehzahlregelung.
 - J_{ext} = Massenträgheitsmoment, reduziert auf die Motorwelle.
 - J_{Mot} = Massenträgheitsmoment des Motors.



Vorgehensweise

- Bestimmung der maximalen Drehzahl nach Gesichtspunkten des Massenträgheitsverhältnisses $k < 10 \dots 15$.
- Maximal benötigtes Drehmoment M_{\max} bei maximaler Drehzahl n_{\max} (maximaler Arbeitspunkt).
 $M_{\max} < M_{\text{dyn_Mot}}$ bei n_{\max}
 $M_{\text{dyn_Mot}}$ entspricht dem maximalen Drehmoment bei der jeweiligen Motor-Umrichter Kombination. Dieser Arbeitspunkt muss unterhalb der Kennlinie für das maximale Drehmoment der Motor-MOVIDRIVE[®]-Kombination liegen.
- Effektiver Drehmomentbedarf bei mittlerer Drehzahl der Anwendung (effektiver Arbeitspunkt).
 $M_{\text{eff}} < M_{\text{N_Mot}}$ bei n_{mittel}
Dieser Arbeitspunkt muss unterhalb der Kennlinie für das Dauerdrehmoment liegen, um die thermische Beständigkeit des Antriebs zu gewährleisten.

Drehzahlklassen

Synchrone Servomotoren DFS/CFM ¹⁾			
[min ⁻¹]			
2000	3000	4500	6000

1) Die Bremse BR der Motoren CFM71, CFM90 und CFM112 kann bis maximal 4500 min⁻¹ betrieben werden

Asynchrone Servomotoren CT/CV			
[min ⁻¹]			
1200	1700	2100	3000

Da sämtliche Servomotoren als geregelte Antriebe arbeiten, ist auf das Massenträgheitsverhältnis zwischen Last und Motor zu achten. Dieses Verhältnis bestimmt maßgeblich die Qualität der Regelung. Das Massenträgheitsverhältnis sollte die Werte laut nachfolgender Tabelle nicht überschreiten. Die Reduzierung des Massenträgheitsverhältnisses durch die Motordrehzahl (bzw. der gewählten Getriebeübersetzung) bringt ab dem Wert von $J_{\text{ext}} / J_{\text{Mot}} < 8$ kaum mehr einen regelungstechnischen Vorteil. Spiel und Elastizität beeinflussen die mögliche Regeldynamik des Antriebsstrangs nachteilig und müssen gering gehalten werden.

Somit ist die maximale Drehzahl derart auszuwählen, dass folgende Kriterien erfüllt sind:

Antriebsstrang	Reglereigenschaft	Massenträgheitsverhältnis $J_{\text{ext}} / J_{\text{Mot}}$
Geschmiedete Zahnstange, spielreduziertes Getriebe	Spiel- und elastizitätsarmer Antrieb	$J_{\text{ext}} / J_{\text{Mot}} < 15$
Zahnriemen, spielreduziertes Getriebe	Übliche Servoanwendungen	$J_{\text{ext}} / J_{\text{Mot}} < 15$
Zahnriemen, Standardgetriebe	Standardanwendungen, Kupplungen mit Drehmomentpuffer (→ Elastizität)	$J_{\text{ext}} / J_{\text{Mot}} < 10$



3.7 Projektierungsbeispiel

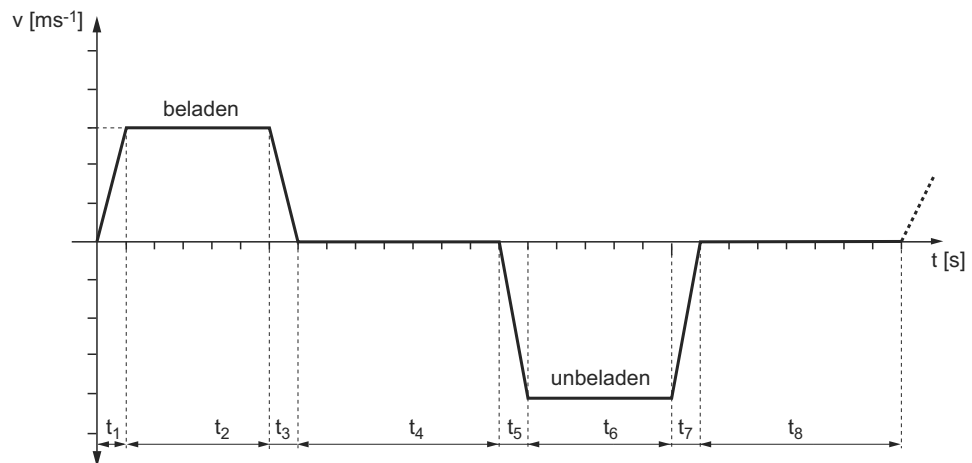
Beispielauslegung eines Fahrtriebs bei S3-Betrieb.

Folgende Daten sind gegeben:

Masse der Last:	$m_{\text{Last}} = 150 \text{ kg}$
Masse des Verfahrwagens:	$m_{\text{Wagen}} = 100 \text{ kg}$
Verfahrgeschwindigkeit:	$v_{\text{beladen}} = 1 \text{ ms}^{-1}$
Verfahrgeschwindigkeit:	$v_{\text{unbeladen}} = 1,5 \text{ ms}^{-1}$
Beschleunigung:	$a_{\text{beladen}} = 5 \text{ ms}^{-2}$
Beschleunigung:	$a_{\text{unbeladen}} = 10 \text{ ms}^{-2}$
Wirkungsgrad der Anlage:	$\eta_{\text{Last}} = 0.9$
Durchmesser des Laufrades:	$D_L = 120 \text{ mm}$
Durchmesser der Riemenscheibe:	$D_0 = 100 \text{ mm}$
Vorgelege:	$i = 1$
Umgebungstemperatur:	20°C
Zuschlagfaktor Querkraft:	$f_z = 2.5 \text{ (Kegelradgetriebe)}$

3

Fahrdiagramm



55381axx

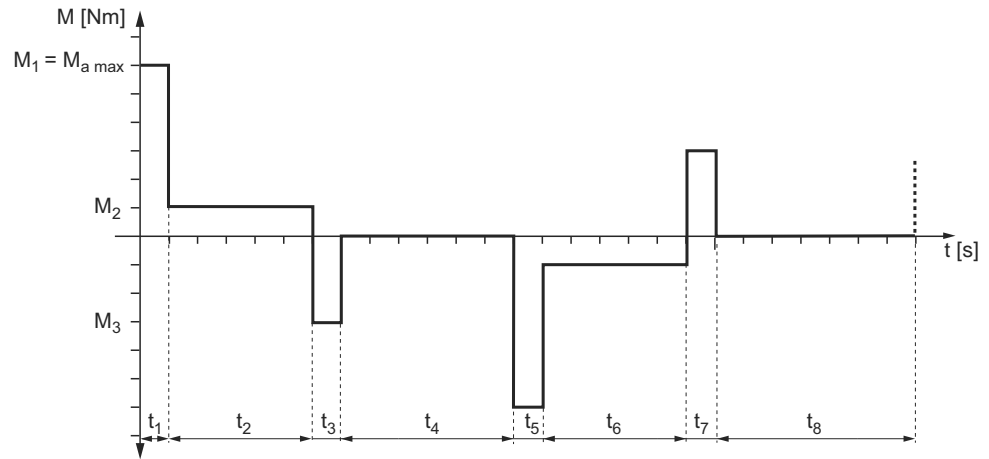
Bild 4: Fahrdiagramm

Aus dem Fahrdiagramm ergeben sich folgende Zeitabschnitte:

$t_1 = t_3 = 0.2 \text{ s}$	$v_2 = 1 \text{ ms}^{-1}$	$a_1 = - a_3 = 5 \text{ ms}^{-2}$
$t_2 = 2.9 \text{ s}$	$v_4 = v_8 = 0 \text{ ms}^{-1}$	$a_2 = a_4 = a_6 = a_8 = 0 \text{ ms}^{-2}$
$t_4 = t_8 = 2 \text{ s}$	$v_6 = 1.5 \text{ ms}^{-1}$	$a_5 = - a_7 = 10 \text{ ms}^{-2}$
$t_5 = t_7 = 0.15 \text{ s}$		
$t_6 = 1.917 \text{ s}$		



Drehmoment-Diagramm



50791axx

Bild 5: Drehmoment-Diagramm

Aus dem Drehmoment-Diagramm ergeben sich folgende Zeitabschnitte:

$M_1 = 85.5 \text{ Nm}$	$M_5 = - 67.27 \text{ Nm}$
$M_2 = 2.2 \text{ Nm}$	$M_6 = - 0.87 \text{ Nm}$
$M_3 = - 65.3 \text{ Nm}$	$M_7 = 52.93 \text{ Nm}$
$M_4 = M_8 = 0 \text{ Nm}$	



Kegelradgetriebe auswählen

Max. Drehmoment M_{max} Aus dem Drehmoment-Diagramm ergibt sich ein maximal auftretendes Drehmoment $M_{max} = 85.5 \text{ Nm}$. Um anhand der Auswahltabellen ein Kegelradgetriebe auszuwählen zu können, muss folgende Bedingung erfüllt sein:

Auswahlkriterium 1 $M_{max} \leq M_{a \max}$

Querkraft F_R Die Ermittlung der Querkraft erfolgt mit Hilfe von M_{max} und dem Durchmesser der Riemenscheibe D_0 .

$$F_R = \frac{M_{max} \times 2000}{D_0} \times f_z = \frac{85.5 \text{ Nm} \times 2000}{0.1 \text{ m}} \times 2.5 = 4275 \text{ N}$$

Der Angriffspunkt der Querkraft ist die Wellenmitte, d. h. $x = l/2$.

Auswahlkriterium 2 $F_R \leq F_{RA}$

Getriebeübersetzung i Mit Hilfe der maximalen Abtriebsdrehzahl und einer zunächst angenommenen Motor-nennendrehzahl $n_N = 3000 \text{ 1/min}$ wird eine näherungsweise Bestimmung der Getriebeübersetzung durchgeführt. Es hat sich dabei als vorteilhaft erwiesen, eine Drehzahlreserve von 10 % zu berücksichtigen.

$$n_{a \max} = \frac{v_6}{D_L \times \pi} = \frac{1.5 \text{ m/s}}{0.12 \text{ m} \times \pi} = 3.979 \text{ 1/s} = 238.74 \text{ 1/min}$$

$$i = \frac{n_{N \text{ Motor}} - 10\%}{n_{a \max}} = \frac{2700 \text{ 1/min}}{238.74 \text{ 1/min}} = 11.31$$

Getriebeauswahl Anhand der ermittelten Werte M_{max} , F_R und der näherungsweise ermittelten Getriebeübersetzung i kann jetzt eine Getriebeauswahl erfolgen:

Getriebe: K57

Getriebeübersetzung: $i = 11.92$

Maximales Abtriebsmoment: $M_{a \max} = 415 \text{ Nm}$

Wirkungsgrad: $\eta = 0.94$

Querkraft: $F_{RA} = 4960 \text{ N}$

Trägheitsmoment: $J_{\text{Getriebe}} = 2.11 \times 10^{-4} \text{ kgm}^2$

Überprüfung der Auswahl:

$M_{max} \leq M_{a \max}$: $85.5 \text{ Nm} \leq 415 \text{ Nm} \rightarrow$ **Forderung ist erfüllt.**

$F_R \leq F_{RA}$: $4275 \text{ Nm} \leq 4960 \text{ Nm} \rightarrow$ **Forderung ist erfüllt.**

Das vorstehende Beispiel zeigt eine näherungsweise Bestimmung eines Getriebes. Für die genaue Auslegung nehmen Sie bitte Kontakt zu SEW-EURODRIVE auf.



Motor auswählen

Mit dem maximalen Abtriebsmoment kann nun unter Berücksichtigung des Getriebewirkungsgrades das maximale eintreibende Moment $M_{e \max}$ bestimmt werden.

$$M_{e \max} = \frac{M_{\max}}{i \times \eta_{\text{Getriebe}}} = \frac{85.5 \text{ Nm}}{11.92 \times 0.94} = 7.63 \text{ Nm}$$

Mit Hilfe dieses maximalen eintreibenden Momentes wird eine vorläufige Motorauswahl getroffen, die jedoch noch überprüft werden muss:

*Vorläufige Motor-
auswahl*

⇒ CM71S/BR

$$n_N = 3000 \text{ min}^{-1}$$

$$M_0 = 5 \text{ Nm}$$

$$I_0 = 3.3 \text{ A}$$

$$J_{\text{Mot}} = 6.65 \times 10^{-4} \text{ kgm}^2$$

*Berechnung der ein-
treibenden Dreh-
zahl*

$$n_{a1} = \frac{v_1}{D_L \times \pi} = \frac{1 \text{ m/s}}{0.12 \text{ m} \times \pi} = 2.6526 \text{ 1/s} = 159.156 \text{ 1/min}$$

$$n_{e1} = n_{a1} \times i = 159.156 \text{ 1/min} \times 11.92 = 1897.13 \text{ 1/min}$$

$$n_{a5} = n_{a \max}$$

$$n_{e5} = n_{a5} \times i = 238.74 \text{ 1/min} \times 11.92 = 2845.78 \text{ 1/min}$$



Bestimmung des
Massenträgheits-
verhältnisses "k"

$$J_{\text{ext}} = 91.2 \times m \times \left(\frac{v}{n_{\text{Motor}}} \right)^2 + J_{\text{Getriebe}}$$

$$J_{\text{ext}} = 91.2 \times 250 \text{ kg} \times \left(\frac{1 \text{ m/s}}{1897.13 \text{ 1/min}} \right)^2 + 2.11 \times 10^{-4} \text{ kgm}^2 = 6.545913 \times 10^{-3} \text{ kgm}^2$$

$$k = \frac{J_{\text{ext}}}{J_{\text{Mot}}} = \frac{6.545913 \times 10^{-3} \text{ kgm}^2}{6.65 \times 10^{-4} \text{ kgm}^2} = 9.84$$

Forderung

$$k \leq 10 - 15$$

Überprüfen der Forderung: $9,84 \leq 10 - 15 \rightarrow$ **Forderung ist erfüllt.**



Das Massenträgheitsverhältnis "k" hat einen maßgeblichen Einfluß auf alle Regeleigenschaften.

Bestimmung der Motormomente

Zusätzlich zum eintreibenden Moment muss der Motor noch ein bestimmtes Moment aufbringen, um sich selbst und das Getriebe zu beschleunigen.

$$M_{1 \text{ Mot}} = (J_{\text{Mot}} + J_{\text{Getriebe}}) \times \frac{n_{e1}}{9.55 \times t}$$

$$M_{1 \text{ Mot}} = (6.65 \times 10^{-4} \text{ kgm}^2 + 2.11 \times 10^{-4} \text{ kgm}^2) \times \frac{1897.13 \text{ 1/min}}{9.55 \times 0.2 \text{ s}} = 0.87 \text{ Nm}$$

Abschnitt t_1

Das vom Motor aufzubringende Moment in Abschnitt 1 berechnet sich wie folgt:

$$M_{t1} = M_{e \text{ max}} + M_{1 \text{ Mot}} = 7.63 \text{ Nm} + 0.87 \text{ Nm} = 8.5 \text{ Nm}$$

Abschnitt t_2

Das vom Motor aufzubringende Moment in Abschnitt 2 berechnet sich wie folgt:

$$M_{t2} = \frac{M_2}{i \times \eta_{\text{Getriebe}}} = \frac{2.2 \text{ Nm}}{11.92 \times 0.94} = 0.196 \text{ Nm}$$



Abschnitt t_3

Das vom Motor aufzubringende Moment in Abschnitt 3 berechnet sich analog zu Abschnitt 1, jedoch mit dem Unterschied, dass hier der Wirkungsgrad zu Gute kommt, da verzögert wird.

$$M_{t3} = \frac{M_3 \times \eta_{\text{Getriebe}}}{i} + M_1 = \frac{-65.3 \text{ Nm} \times 0.94}{11.92} + (-0.87 \text{ Nm}) = -6.02 \text{ Nm}$$

Abschnitt t_4

Da im Abschnitt v_4 die Geschwindigkeit 0 m/s beträgt, muss der Motor keine Haltemomente aufbringen $\rightarrow M_{t4} = 0 \text{ Nm}$. Die Bremse ist eingefallen.

Abschnitt t_5

Die vom Motor aufzubringenden Momente in den Abschnitten 5 - 8 errechnen sich analog zu den Abschnitten 1 - 4.

$$M_{5 \text{ Mot}} = (J_{\text{Mot}} + J_{\text{Getriebe}}) \times \frac{n_{e5}}{9,55 \times t}$$

$$M_{5 \text{ Mot}} = (6.65 \times 10^{-4} \text{ kgm}^2 + 2.11 \times 10^{-4} \text{ kgm}^2) \times \frac{-2845,78 \text{ 1/min}}{9,55 \times 0,15 \text{ s}} = -1.74 \text{ Nm}$$

Das eintreibende Moment in Abschnitt 5 beträgt:

$$M_{e5} = \frac{M_5}{i \times \eta_{\text{Getriebe}}} = \frac{-67.27 \text{ Nm}}{11.92 \times 0.94} = -6 \text{ Nm}$$

Das vom Motor aufzubringende Moment in Abschnitt 5 berechnet sich wie folgt:

$$M_{t5} = M_{e5} + M_{5 \text{ Mot}} = -6 \text{ Nm} + (-1.74 \text{ Nm}) = -7.74 \text{ Nm}$$

Abschnitt t_6

Das vom Motor aufzubringende Moment in Abschnitt 6 berechnet sich wie folgt:

$$M_{t6} = \frac{M_6}{i \times \eta_{\text{Getriebe}}} = \frac{-0.87 \text{ Nm}}{11.92 \times 0.94} = -0.076 \text{ Nm}$$

Abschnitt t_7

Das vom Motor aufzubringende Moment in Abschnitt 7 berechnet sich wie folgt:

$$M_{t7} = \frac{M_7 \times \eta_{\text{Getriebe}}}{i} + M_{5 \text{ Mot}} = \frac{52.93 \text{ Nm} \times 0.94}{11.92} + 1.74 \text{ Nm} = 5.914 \text{ Nm}$$

Abschnitt t_8

Da im Abschnitt v_8 die Geschwindigkeit 0 m/s beträgt, muss der Motor keine Haltemomente aufbringen $\rightarrow M_{t8} = 0 \text{ Nm}$. Die Bremse ist eingefallen.



Bestimmung des effektiven Motormoments

Zykluszeit

$$t_{\text{Zyklus}} = t_1 + t_2 + \dots + t_8$$

$$t_{\text{Zyklus}} = 0,2 \text{ s} + 2,9 \text{ s} + 0,2 \text{ s} + 2 \text{ s} + 0,15 \text{ s} + 1,917 \text{ s} + 0,15 \text{ s} + 2 \text{ s} = 9,517 \text{ s}$$

Effektives Moment

$$M_{\text{eff}} = \sqrt{\frac{1}{t_{\text{Zyklus}}} \times (M_{t1}^2 \times t_1 + M_{t2}^2 \times t_2 + \dots + M_{t8}^2 \times t_8)}$$

$$M_{\text{eff}} = \sqrt{\frac{1}{9,517} \times (8,5^2 \times 0,2 + 0,196^2 \times 2,9 + (-6,02)^2 \times 0,2 + 0^2 \times 2 + (-7,74)^2 \times 0,15 + (-0,076)^2 \times 1,917 + 5,91^2 \times 0,15 + 0^2 \times 2)}$$

$$M_{\text{eff}} = 1.946 \text{ Nm}$$

Bestimmung der mittleren eintreibenden Drehzahl

$$\bar{n} = \frac{1}{t_{\text{Zyklus}}} \times (n_{t1} \times t_1 + n_{t2} \times t_2 + \dots + n_{t8} \times t_8)$$

$$\bar{n} = \frac{1}{9,517} \times \left(\frac{1897,13 \times 0,2 + 1897,13 \times 2,9 + 1897,13 \times 0,2 + 0 \times 2 + 2845,78 \times 0,15 + 2845,78 \times 1,917 + 2845,78 \times 0,15 + 0 \times 2}{2} \right)$$

$$\bar{n} = 1251,88 \text{ 1/min}$$



Bestimmung des Arbeitspunktes

Anhand des effektiven Motormomentes und der mittleren Motordrehzahl kann in der thermischen Motorkennlinie der Arbeitspunkt eingetragen werden:

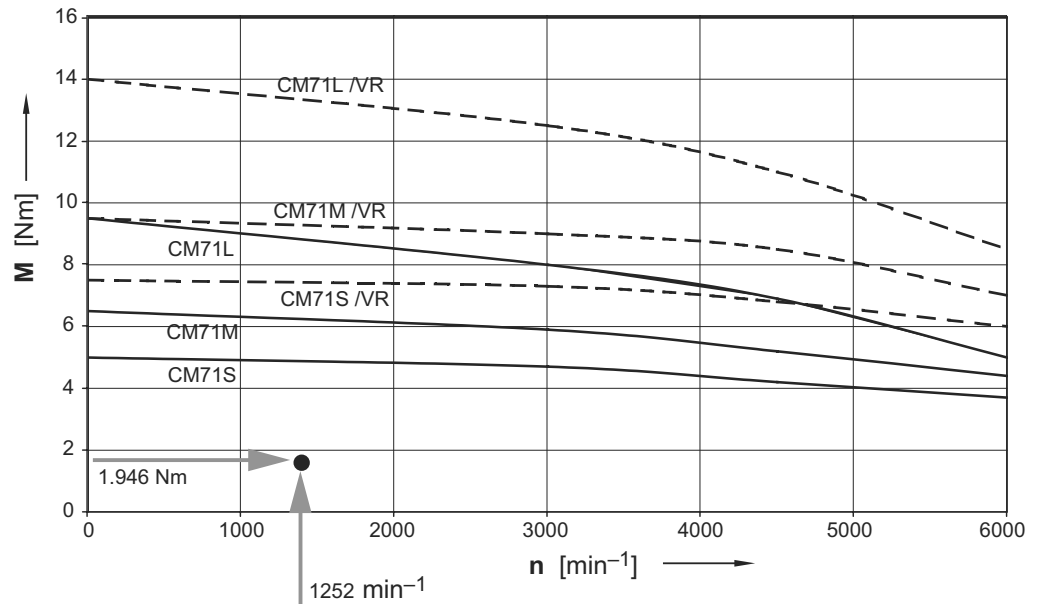


Bild 6: Arbeitspunkt

55527AXX

Um eine thermische Überlastung des Motors zu vermeiden, muss das effektive Moment bei mittlerer Drehzahl unterhalb, bzw. darf maximal auf der thermischen Grenzkennlinie liegen, um eine thermische Überlastung des Motors zu verhindern:

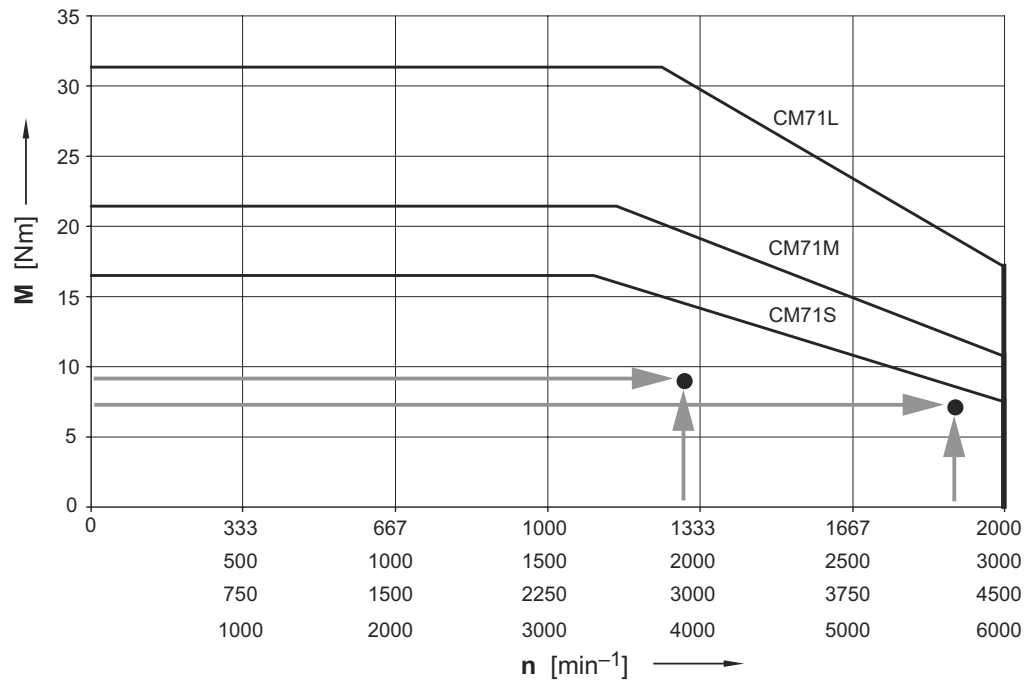
Forderung

$M_{\text{eff}} \leq M_0$: $1.946 \text{ Nm} \leq 5 \text{ Nm} \rightarrow$ **Forderung ist erfüllt.**



Überprüfung des dynamischen Grenzmomentes

Anhand des maximalen Momentes bei zugehöriger Drehzahl muss überprüft werden, ob der Motor dieses dynamische Moment abgeben kann.



55528AXX

Bild 7: Maximaler Arbeitspunkt

Hierzu werden das maximale Moment mit zugehöriger Drehzahl und die maximale Drehzahl mit zugehörigem Moment als maximale Arbeitspunkte in das Diagramm eingetragen.

Die maximalen Arbeitspunkte müssen unterhalb, bzw. dürfen maximal auf der Kennlinie des dynamischen Grenzmomentes liegen. Besonders zu beachten ist dabei, dass die Kennlinie im oberen Drehzahlbereich abfällt.

Forderung

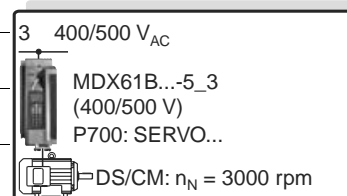
$M_{\max} \leq$ dynamisches Grenzmoment ist erfüllt.



Auswahl des Umrichters

Nenn Drehzahl $n_N = 3000$ 1/min.

Motor		MOVIDRIVE® MDX61B...-5_3 (400/500 V-Geräte) in den SERVO-Betriebsarten (P700)																
		0005	0008	0011	0014	0015	0022	0030	0040	0055	0075	0110	0150	0220	0300	0370	0450	
DS56M	M_{max} [Nm] ([lb.in])	2.4 (21.1)	2.8 (24.6)	3.6 (31.7)	3.8 (33.4)	3.5 (30.8)	3.8 (33.4)											
DS56L	M_{max} [Nm] ([lb.in])	3.3 (29.0)	4.0 (35.2)	5.1 (44.9)	6.4 (56.4)	4.9 (43.1)	6.6 (58.1)	7.6 (66.9)										
DS56H	M_{max} [Nm] ([lb.in])	5.7 (50.2)	6.8 (59.9)	8.8 (77.5)	11.2 (98.7)	8.5 (74.9)	11.5 (101)	14.3 (126)	15.2 (133)									
CM71S	M_{max} [Nm] ([lb.in])	6.0 (52.8)	7.2 (63.4)	9.2 (81.0)	11.6 (102)	8.9 (78.4)	11.9 (104)	14.3 (126)	16.5 (145)									
CM71M	M_{max} [Nm] ([lb.in])		7.2 (63.4)	9.5 (81.9)	11.9 (104)	9.0 (79.3)	12.2 (107)	15.1 (133)	19.1 (168)	21.5 (189)								
CM71L	M_{max} [Nm] ([lb.in])			9.5 (83.7)	12.2 (107)	9.2 (81.0)	12.6 (111)	15.9 (140)	21.0 (185)	26.2 (230)	30.8 (271)	31.5 (277)						
CM90S	M_{max} [Nm] ([lb.in])				12.0 (105)	9.0 (79.3)	12.4 (109)	15.7 (138)	21.2 (186)	27.4 (241)	34.0 (299)	40.1 (353)						
CM90M	M_{max} [Nm] ([lb.in])							11.8 (103)	15.0 (132)	20.4 (179)	26.6 (234)	33.7 (296)	47.8 (421)	51.6 (454)				
CM90L	M_{max} [Nm] ([lb.in])									20.7 (182)	27.3 (240)	34.7 (305)	51.1 (450)	65.6 (578)	75.6 (666)			
CM112S	M_{max} [Nm] ([lb.in])									22.2 (195)	29.3 (258)	37.4 (329)	54.8 (482)	69.8 (615)	81.9 (721)			
CM112M	M_{max} [Nm] ([lb.in])										28.2 (248)	36.2 (319)	54.0 (475)	70.7 (623)	95.7 (843)	108.0 (951)		
CM112L	M_{max} [Nm] ([lb.in])											35.8 (345)	53.9 (474)	71.6 (630)	101.0 (890)	126.9 (1118)	147.4 (1298)	156.8 (1381)



Anhand des effektiven Moments und des Spitzenmoments kann nun aus den Motorauswahltabellen der passende Umrichter gewählt werden, hier:

⇒ MDX61B0011-5A3.



Bestimmung des zugehörigen Bremswiderstandes

Für die Projektierung des passenden Bremswiderstands müssen aus den Fahrabschnitten, in denen der Motor generatorisch arbeitet, folgende Werte ermittelt werden:

- Spitzenbremsleistung.
- Mittlere Bremsleistung.

Spitzenbremsleistung

$$P_{Br_peak} = \frac{M_{t7} \times n_{t5}}{9550} = \frac{5.914 \text{ Nm} \times 2845.78 \text{ 1/min}}{9550} = 1.76 \text{ kW}$$

Mittlere Bremsleistung im Abschnitt t_3

$$P_{Br_t3} = \frac{M_{t3} \times \frac{n_{e3}}{2}}{9550} = \frac{6.02 \text{ Nm} \times \frac{1897.13 \text{ 1/min}}{2}}{9550} = 0.6 \text{ kW}$$

Mittlere Bremsleistung im Abschnitt t_7

$$P_{Br_t7} = \frac{M_{t7} \times \frac{n_{e7}}{2}}{9550} = \frac{5.914 \text{ Nm} \times \frac{2845.78 \text{ 1/min}}{2}}{9550} = 0.88 \text{ kW}$$

Effektive Bremsleistung

$$P_{Br} = \frac{P_{Br_t3} \times t_3 + P_{Br_t7} \times t_2}{t_{\text{Zyklus}}}$$

$$P_{Br_t1} = P_{Br_t2} = P_{Br_t4} = P_{Br_t6} = P_{Br_t8} = 0 \text{ kW}$$

$$P_{Br} = \frac{0.6 \text{ kW} \times 0,2 \text{ s} + 0.88 \text{ kW} \times 0,15 \text{ s}}{9,517 \text{ s}} = 0.0265 \text{ kW}$$



Auswahl des Bremswiderstandes

Anhand der Tabelle "Zuordnung von Bremswiderständen (siehe Systemhandbuch "MOVIDRIVE® MDX60/61B", Kapitel Installation) wird eine Vorauswahl der Bremswiderstände getroffen, die an den jeweiligen Umrichter angeschlossen werden dürfen:

MOVIDRIVE® MDX60/61B...-5A3			0005	0008	0011	0014
Baugröße			0			
Bremswiderstände	Auslösestrom	Sachnummer				
BW090-P52B ¹⁾	-	824 563 0				
BW072-003	$I_F = 0.6 A_{RMS}$	826 058 3				
BW072-005	$I_F = 1.0 A_{RMS}$	826 060 5				
BW168	$I_F = 2.5 A_{RMS}$	820 604 X				
BW100-006	$I_F = 1.8 A_{RMS}$	821 701 7				
Netzdrosseln		Sachnummern				
ND020-013	$\Sigma I_{Netz} = 20 A_{AC}$	826 012 5				
Netzfilter		Sachnummer				
NF009-503	$U_{max} = 550 V_{AC}$	827 412 6				
Ausgangsdrosseln		Sachnummer				
HD001	d = 50 mm (1.97 in)	813 325 5	für Kabelquerschnitte 1.5 ... 16 mm ² (AWG 16 ... 6)			
HD002	d = 23 mm (0.91 in)	813 557 6	für Kabelquerschnitte ≤ 1.5 mm ² (AWG 16)			
Ausgangsfilter (nur in Betriebsart VFC)		Sachnummer				
HF008-503		826 029 X		A		
HF015-503		826 030 3		B		A
HF022-503		826 031 1				B

1) Interner, thermischer Überlastschutz, kein Bimetallrelais erforderlich.



Anschließend wird aus dieser Vorauswahl, aus der errechneten Spitzenbremsleistung sowie der mittleren Bremsleistung der Applikation der Widerstand bestimmt. Die technischen Daten der Bremswiderstände können dem Systemhandbuch "MOVIDRIVE® MDX60B/61B, Kapitel 3 Technische Daten" entnommen werden.

Bremswiderstand Typ	BW090-P52B	BW100-005	BW100-006	BW072-003	BW072-005	BW168	BW268
Sachnummer	824 563 0	826 269 1	821 701 7	826 058 3	826 060 5	820 604 X	820 715 1
Belastbarkeit bei	100 % ED 50 % ED ¹⁾ 25 % ED 12 % ED 6 % ED 3 % ED 1 % ED	0.10 kW 0.45 kW 0.60 kW 0.83 kW 1.11 kW 2.00 kW	0.6 kW 1.1 kW 1.9 kW 3.5 kW 5.7 kW	0.23 kW 0.31 kW 0.42 kW 0.58 kW 1.00 kW	0.45 kW 0.60 kW 0.83 kW 1.11 kW 2.00 kW	0.8 kW 1.4 kW 2.6 kW 4.7 kW 7.6 kW	1.2 kW 2.2 kW 3.8 kW 6.7 kW 10 kW ²⁾
Generatorische Leistungsbegrenzung des Umrichters beachten! (= 150 % der empfohlenen Motorleistung → technische Daten)							
Widerstandswert R_{BW}	90 Ω \pm 35 %	100 Ω \pm 10 %		72 Ω \pm 10 %		68 Ω \pm 10 %	
Auslösestrom (von F16) I_F	-	0.8 A _{RMS}	1.8 A _{RMS}	0.6 A _{RMS}	1.0 A _{RMS}	2.5 A _{RMS}	3.4 A _{RMS}
Bauart	PTC	Flachbauform	Drahtwiderstand auf Keramikrohr	Flachbauform		Drahtwiderstand auf Keramikrohr	
Anschlüsse	Kabel	Kabel	Keramikklappen 2.5 mm ² (AWG12)	Kabel		Keramikklappen 2.5 mm ² (AWG12)	
Schutzart	IP20	IP54	IP20 (in montiertem Zustand)	IP54		IP20 (in montiertem Zustand)	
Umgebungstemperatur ϑ_U	-20 ... +45 °C						
Kühlungsart	KS = Selbstkühlung						
für MOVIDRIVE®	0005 ... 0014	0005 ... 0022	0015 ... 0040	0005 ... 0014		0015 ... 0040	

1) ED = Einschaltdauer des Bremswiderstandes, bezogen auf eine Spieldauer $T_D \leq 120$ s.

2) Physikalische Leistungsbegrenzung aufgrund der Zwischenkreisspannung und des Widerstandswertes.

$$6\% \text{ ED} \triangleq 7.2 \text{ s} \Rightarrow 7.2 \text{ s} \geq 0.2 \text{ s.}$$

Forderung

- Spitzenbremsleistung $P_{Br_peak} \leq$ Bremsleistung Widerstand 6 % ED.
- mittlere Bremsleistung $P_{BR} \leq$ Belastbarkeit des Widerstands bezogen auf Zykluszeit der Applikation.

Auswahl von Optionen und Zubehör

Je nach Motorgeber ist die Optionskarte für MOVIDRIVE® MDX61B mit entsprechender Geberschnittstelle auszuwählen:

- DEH11B für Hiperface-Geber.
- DER11B für Resolver.

Des Weiteren sind je nach Applikation noch weitere Optionskarten (z. B. Feldbuskarte) erforderlich. Weitere Informationen über zur Verfügung stehende Optionskarten und weiteres Zubehör (z. B. Bediengeräte usw.) finden sie im Systemhandbuch "MOVIDRIVE® MDX60B/61B".

Informationen über konfektionierte Motor- und Geberkabel finden Sie im MOVIDRIVE®-Systemhandbuch und in Kapitel 11 dieses Katalogs.