

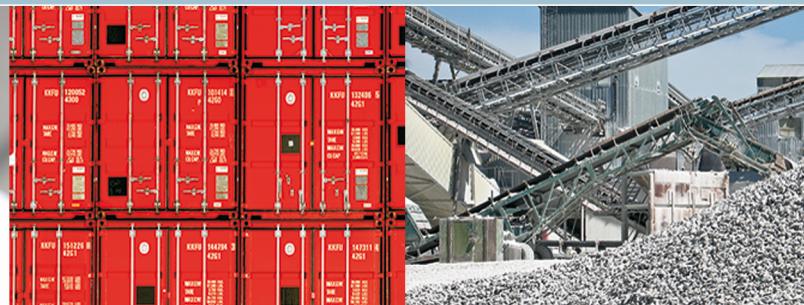
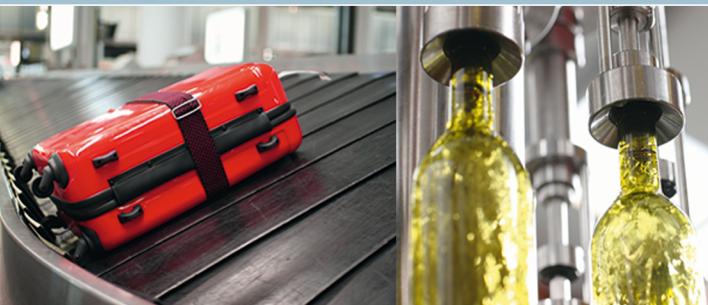


**SEW  
EURODRIVE**

# Projektierungshandbuch



Praxis der Antriebstechnik  
**Geregelte und ungeregelte Antriebe projektieren**



## Inhaltsverzeichnis

<b>1 Einleitung .....</b>	<b>6</b>
1.1 Zielgruppe .....	6
1.2 Inhalt und Aufbau.....	6
<b>2 Applikationen in der Antriebstechnik.....</b>	<b>7</b>
2.1 Was sind Applikationen?.....	7
2.1.1 Horizontale Bewegungsrichtung .....	7
2.1.2 Vertikale Bewegungsrichtung.....	7
2.1.3 Rotative Bewegungsrichtung .....	8
2.1.4 Überlagerte Bewegungsrichtung.....	8
2.2 Umgebungsbedingungen einer Applikation .....	8
2.3 Weltweite Einsetzbarkeit.....	9
<b>3 Grundlagen der Projektierung von elektrischen Antrieben.....</b>	<b>10</b>
3.1 Projektieren von elektrischen Antrieben bei SEW-EURODRIVE .....	10
3.2 Kriterien zur Auswahl von Antrieben.....	10
3.3 Abgrenzung der Projektierung geregelter und ungeregelter Antriebe .....	11
3.3.1 Vorgehensweise bei der Projektierung von geregelten Antrieben .....	11
3.3.2 Vorgehensweise bei der Projektierung von ungeregelten Antrieben .....	12
3.3.3 Projektierungshinweise .....	14
3.3.4 Randbedingungen für Netzbetrieb .....	14
3.4 Formelzeichen und Indizes .....	15
3.4.1 Häufig verwendete Indizes .....	16
3.4.2 Formeln und Einheiten.....	17
3.5 Voraussetzungen für die Projektierung .....	17
3.5.1 Konventionen zur Berechnung bei SEW-EURODRIVE .....	18
3.5.2 Betrachtung der Grundbewegungen und Größendefinitionen .....	21
<b>4 Allgemeine applikationsseitige Berechnungen .....</b>	<b>23</b>
4.1 Fahrdynamik .....	23
4.1.1 Statische Bewegungsgleichungen .....	24
4.1.2 Dynamische Bewegungsgleichungen .....	24
4.2 Abtriebsdrehzahl und Übersetzungsanforderung .....	25
4.2.1 Abtriebsdrehzahl .....	25
4.2.2 Übersetzungsanforderung.....	26
4.3 Kräfte und Drehmomente.....	27
4.3.1 Kräfte für horizontale Bewegung .....	28
4.3.2 Kräfte für vertikale Bewegung .....	29
4.3.3 Statische Kräfte .....	30
4.3.4 Dynamische Kräfte .....	37
4.4 Massenträgheitsmoment.....	37
4.4.1 Massenträgheitsmoment eines starren Körpers bei Rotation .....	37
4.4.2 Massenträgheitsmomente in einem Antriebsstrang .....	39
4.5 Wirkungsgrad .....	42
4.5.1 Applikation und Vorgelege .....	42
4.5.2 Getriebe .....	42

4.5.3	Motor .....	43
4.5.4	Frequenzumrichter .....	44
4.5.5	Berücksichtigung der Wirkungsgrade in der Projektierung .....	44
4.6	Sonderfall Spindelantrieb.....	46
<b>5</b>	<b>Projektierung geregelter Antriebe .....</b>	<b>49</b>
5.1	Berechnung und Auswahl des Getriebes.....	49
5.1.1	Abtriebsseitige Drehmomente.....	49
5.1.2	Auswahl des Getriebes .....	50
5.1.3	Von außen angreifende Kräfte (Quer- und Axialkräfte).....	53
5.1.4	Berechnung der Querkraft.....	55
5.1.5	Prüfung der Querkraft .....	56
5.1.6	Prüfung der Axialkraft.....	56
5.2	Berechnung und Auswahl des Motors .....	57
5.2.1	Motordrehmomente .....	57
5.2.2	Vorauswahl des Motors.....	58
5.2.3	Maximale Motorauslastung .....	59
5.2.4	Thermische Motorauslastung .....	62
5.2.5	Betrachtung des Massenträgheitsverhältnisses.....	67
5.2.6	Baubarkeit der Antriebskombination .....	69
5.2.7	Bewertung des Anlaufverhaltens .....	69
5.3	Berechnung und Auswahl der Bremse .....	70
5.3.1	Besondere Anforderung bei Hubapplikationen .....	70
5.3.2	Bremsarbeit .....	71
5.3.3	Bremseneinfalldrehzahl.....	73
5.3.4	Baubarkeit des Bremsmotors .....	74
5.3.5	Standzeit bis zur Inspektion .....	75
5.3.6	Getriebebelastung bei Not-Halt-Bremsung .....	75
5.3.7	Berechnung der aufzunehmenden Querkraft bei Not-Halt-Bremsung .....	77
5.3.8	Berechnung der zulässigen Not-Halt-Kennwerte .....	78
5.3.9	Weiterführende Auswahlkriterien .....	78
5.4	Berechnung und Auswahl des Frequenzumrichters .....	79
5.4.1	Zuordnung des Frequenzumrichters über die Motorbemessungsleistung ...	79
5.4.2	Berechnung des maximalen und effektiven Umrichterstroms .....	80
5.4.3	Auswahl des Frequenzumrichters nach berechneten Motorströmen.....	82
5.4.4	Auswahl des Frequenzumrichters für Betriebsarten mit stromgeführter Regelung .....	82
5.4.5	Derating-Faktoren .....	83
5.4.6	Bremswiderstand (optional) .....	83
5.4.7	Erweiterte Motorausnutzung oberhalb der Bemessungsdrehzahl im 87-Hz-Betrieb .....	86
<b>6</b>	<b>Projektierung ungeregelter Antriebe .....</b>	<b>91</b>
6.1	Leistungsberechnung.....	91
6.2	Berechnung und Auswahl des Motors .....	94
6.2.1	Drehzahl-Drehmoment-Kennlinie des Asynchronmotors .....	94
6.2.2	Auswahlkriterien .....	96
6.2.3	Motoranlauf prüfen .....	98

6.2.4	Schalthäufigkeit .....	103
6.3	Berechnung und Auswahl der Bremse .....	108
6.3.1	Besondere Anforderung bei Hubapplikationen .....	109
6.3.2	Bremsarbeit .....	110
6.3.3	Bremseneinfalldrehzahl .....	113
6.3.4	Standzeit bis zur Inspektion .....	114
6.3.5	Auswirkungen auf das Getriebe .....	114
6.3.6	Weiterführende Auswahlkriterien .....	114
6.4	Berechnung und Auswahl des Getriebes .....	117
6.4.1	Vorauswahl des Getriebes .....	117
6.4.2	Berechnung der tatsächlichen Getriebebelastung .....	121
6.4.3	Möglichkeiten zur Reduzierung der Getriebebelastung .....	125
6.5	Hinweis zu polumschaltbaren Motoren .....	126
<b>7</b>	<b>Tabellenanhang .....</b>	<b>127</b>
7.1	Wirkungsgrade von Übertragungselementen .....	127
7.2	Spindelwirkungsgrade .....	127
7.3	Reibwerte verschiedener Werkstoffpaarungen .....	128
7.4	Lagerreibwerte .....	128
7.5	Beiwerte für Spur- und Seitenreibung .....	128
7.6	Rollreibung (Hebelarm der Rollreibung) .....	129
<b>8</b>	<b>Zeichenlegende .....</b>	<b>130</b>
	<b>Stichwortverzeichnis .....</b>	<b>137</b>

## 1 Einleitung

SEW-EURODRIVE ist eines der führenden Unternehmen auf dem Weltmarkt der elektrischen Antriebstechnik. Das umfangreiche Produktprogramm und das breite Dienstleistungsspektrum machen SEW-EURODRIVE zum idealen Partner bei der Lösung anspruchsvoller Antriebsaufgaben.

### 1.1 Zielgruppe

Der vorliegende Band aus der Reihe "Praxis der Antriebstechnik" wendet sich an technische Fachkräfte und Ingenieure, die beabsichtigen elektrische Antriebe zu projektieren. Außerdem werden Studierende, Auszubildende sowie Teilnehmer von Fortbildungen angesprochen, die sich über die Projektierung von elektrischen Antrieben informieren möchten.

### 1.2 Inhalt und Aufbau

Das vorliegende Dokument vermittelt in anschaulicher Weise Kenntnisse über die Grundlagen der Projektierung von elektrischen Antrieben.

Zunächst wird auf Applikationen in der Antriebstechnik und deren Bewegungsrichtungen als Hauptunterscheidungsmerkmal eingegangen.

Im Folgekapitel werden die Grundlagen der Projektierung erläutert. Neben Kriterien zur Auswahl von Antrieben werden die Unterschiede bei den Berechnungen für geregelte und ungeregelte Antriebe beschrieben und Voraussetzungen für die Projektierung sowie spezifische Berechnungskonventionen bei SEW-EURODRIVE dargestellt.

Im Kapitel "Allgemeine applikationsseitige Berechnungen" stehen Berechnungen zur Fahrdynamik und den Kräften im Vordergrund.

Daran schließen sich die Kapitel "Projektierung geregelter Antriebe" und "Projektierung ungeregelter Antriebe" an, wobei auf die jeweils gesonderten Abläufe und Berechnungen eingegangen wird.

#### Thematischer Aufbau

Das Projektierungshandbuch behandelt die folgenden Themen:

- Applikationen in der Antriebstechnik
- Grundlagen der Projektierung von elektrischen Antrieben
- Allgemeine applikationsseitige Berechnungen
- Projektierung geregelter Antriebe
- Projektierung ungeregelter Antriebe
- Tabellenanhang (z. B. Reibwerte verschiedener Werkstoffpaarungen, Wirkungsgrade etc.)
- Zeichenlegende

#### Formelsammlung

Eine umfangreiche, thematisch geordnete Formelsammlung ist als separate Druckschrift bei SEW-EURODRIVE erhältlich.

## 2 Applikationen in der Antriebstechnik

### 2.1 Was sind Applikationen?

Als Applikation wird alles bezeichnetet, was von einer Getriebeabtriebswelle oder, bei einem Motor, von einer Motorwelle angetrieben wird. Applikationen können sehr vielseitig sein. In erster Linie wird zwischen Applikationen mit folgenden Bewegungsrichtungen unterschieden:

- Horizontale Bewegungsrichtung
- Vertikale Bewegungsrichtung
- Rotative Bewegungsrichtung
- Überlagerte Bewegungsrichtung (gleichzeitig horizontal/vertikal/rotativ)

#### 2.1.1 Horizontale Bewegungsrichtung

Bei der horizontalen Bewegungsrichtung bestimmt die Reibung einen Teil der Belastung. Reibung kann zum Beispiel durch Rollreibung oder durch den Widerstand in einem Kugellager entstehen. Zusätzlich muss die Applikation beschleunigt werden, was als dynamische Belastung bezeichnet wird. Die dynamische Belastung kann bei der horizontalen Bewegungsrichtung einen deutlich größeren Anteil einnehmen als die Gegenkraft zur Reibung (Reibungskompensation).

Typische Applikationen:

- Fahrwagen
- Rollenbahn
- Förderer (Gurtförderer, Stückgutförderer, Schüttgutförderer, Kettenförderer...)
- Flurförderfahrzeuge
- Elektrohängelift
- Querverschiebewagen
- Portale (X-Antrieb)
- Regalbediengerät (Fahrantrieb)

#### 2.1.2 Vertikale Bewegungsrichtung

Bei der vertikalen Bewegungsrichtung bestimmt die Überwindung der Erdanziehungskraft die Belastung. In der Regel ist der Anteil der Reibung vernachlässigbar. Bei der vertikalen Bewegungsrichtung ist zwischen der Aufwärts- und Abwärtsbewegung zu unterscheiden. In der Aufwärtsbewegung arbeitet der Antrieb motorisch, Energie muss zugeführt werden. Während der Abwärtsbewegung arbeitet der Antrieb generatorisch, die Energie fließt von der Applikation zum Antrieb. Um bei einem Spannungsausfall eine unkontrollierte Abwärtsbewegung zu verhindern, muss der Motor in Applikationen mit vertikaler Bewegungsrichtung mit einer Bremse ausgerüstet sein.

Typische Applikationen:

- Stationärer Vertikalförderer
- Steigförderer, Schrägförderer
- Presse
- Aufzüge (Bauaufzüge)
- Palettierer
- Portale (Y-Antrieb)

- Regalbediengerät (Hubwerk)
- Kran

### **2.1.3 Rotative Bewegungsrichtung**

Die Eigenschaften von Applikationen mit rotativer Bewegungsrichtung sind vergleichbar mit den Eigenschaften von Applikationen mit horizontaler Bewegungsrichtung. Die Belastung setzt sich aus Reibung und Beschleunigung der zu bewegenden Teile der Applikation (dynamische Belastung) zusammen. Auch bei rotativer Bewegungsrichtung ist die dynamische Belastung in den meisten Fällen deutlich höher als die statische Belastung.

Typische Applikationen:

- Drehtisch
- Wickler
- Drehrohrofen
- Karussell
- Rundschalttisch

### **2.1.4 Überlagerte Bewegungsrichtung**

Überlagerte Bewegungen sind eine Kombination mehrerer gleichzeitig stattfindender Bewegungen in unterschiedlichen Bewegungsrichtungen. In der Robotik gibt es eine Vielzahl an überlagerten Bewegungsrichtungen. Zum Beispiel kann ein Roboter mit 6 Achsen in einem Raum beliebig verfahren. Bei solchen komplexen Bewegungen berechnet ein sogenannter Motion Controller anhand der Kinematik die Fahrkurve. Die Belastungen werden von speziellen Programmen errechnet.

Typische Applikationen:

- Roboter (Kinematik)
- Palettierer
- Regalbediengerät (Fahren und Heben)

## **2.2 Umgebungsbedingungen einer Applikation**

Bei der Projektierung des passenden Antriebs ist es wichtig, die Umgebungsbedingungen am Aufstellungsort zu kennen. Dazu zählen unter anderem:

- Umgebungstemperatur
- Aufstellungshöhe
- Thermische Anbindung an die Umgebung (Wärmeableitung, Einhausung)
- Zusätzliche Belastung durch aggressive oder abrasive Substanzen, Feuchtigkeit etc.
- Explosionsfähige Atmosphäre.
- Stabilität des elektrischen Versorgungsnetzes
- Gesetzliche Vorgaben, applikationsspezifische Richtlinien
- Vibrationen

Für das vorliegende Projektierungshandbuch wird von gewöhnlichen Umgebungsbedingungen ohne besondere Rahmenbedingungen ausgegangen. Bei davon abweichenden Einflussfaktoren müssen weitere Maßnahmen berücksichtigt werden.

## 2.3 Weltweite Einsetzbarkeit

Die Motoren sind für den Einsatz in allen Ländern der Welt geeignet.

Viele Länder haben den Marktzugang an Zulassungen geknüpft. Sehr oft sind lokale Gesetze, Vorschriften und weitere marktspezifische Anforderungen zu erfüllen. SEW-EURODRIVE stellt die jeweils aktuellen Informationen zum Thema Wirkungsgradverordnungen im Internet unter "www.ie-guide.de" sowie im Online Support unter der Rubrik "Engineering & Auswahl – Energieeffizienz Tools" auf der Webseite "www.sew-eurodrive.de" zur Verfügung.

In vielen Fällen ist mit der Zertifizierung eine Kennzeichnung am Motor gefordert. Diese Kennzeichnung wird mit einem oder mehreren Logos auf dem Typenschild oder zusätzlichen Etiketten am Motor dokumentiert.

An die Beschaffenheit von Asynchronmotoren werden weltweit unterschiedliche Anforderungen gestellt, um einen sicheren und effizienten Betrieb zu gewährleisten. Dabei muss zwischen gesetzlich verpflichtenden Vorgaben (z. B. Wirkungsgradbestimmungen) und freiwilligen Maßnahmen (z. B. bestimmte Zertifizierungen für ausgewählte Märkte) unterschieden werden.

### **3 Grundlagen der Projektierung von elektrischen Antrieben**

#### **3.1 Projektieren von elektrischen Antrieben bei SEW-EURODRIVE**

Bei der Projektierung eines elektrischen Antriebs geht es darum, anhand von verschiedenen Anforderungen den für eine Applikation hinsichtlich technischer Eignung und Wirtschaftlichkeit optimalen Antrieb zu berechnen und auszuwählen.

#### **3.2 Kriterien zur Auswahl von Antrieben**

Neben Rahmenbedingungen, wie zum Beispiel den lokalen Energieeffizienz-Richtlinien oder den klimatischen Verhältnissen am Aufstellungsort, sind für den Anwender die großenbestimmenden Einflüsse auf den Antrieb interessant. Die Einflüsse sind für einen elektrischen Antrieb in einem vorgegebenen Fahrzyklus das Drehmoment und die Drehzahl. Dies entspricht der geforderten Leistung des Antriebs. Ausgehend von den Applikationsdaten werden daher in erster Linie folgende Belastungswerte für die Auswahl und Prüfung des Antriebs berechnet:

1. Das maximal aufzubringende Drehmoment und die zugehörige Drehzahl.
2. Die thermischen Anforderungen an den Antrieb:
  - Das über den gesamten Belastungszyklus gemittelte thermisch äquivalente Drehmoment und die thermische Drehzahl bei Motoren im Frequenzumrichter-Betrieb.
  - Die Schalthäufigkeit als thermische Bestimmungsgröße bei Netzmotoren.

Die maximale Belastung tritt üblicherweise während der Beschleunigung oder Verzögerung einer Applikation mit maximaler Lastmasse auf. Um dieser Belastung kurzzeitig standzuhalten, müssen einzusetzende Antriebskomponenten ausreichend dimensioniert werden.

Die thermische Beanspruchung hingegen ist als permanente Last anzusehen. Verluste durch Energiewandlung in den Komponenten des Antriebsstrangs führen zur Erwärmung. Dabei kann eine übermäßige Wärmeentwicklung im Bauteilinneren und an der Bauteiloberfläche entstehen. Die hohe Temperatur kann eine schnellere Alterung von Isolation, Schmierstoffen und Dichtungen sowie weitere unerwünschte Effekte zur Folge haben. Daher muss bei der Auswahl eines Antriebs die dauerhafte thermische Belastung berücksichtigt werden.

Die Belastung eines Antriebs setzt sich aus folgenden Anteilen zusammen:

- Masse der Last bewegen (Reibung, Windlast überwinden).
- Masse der Last beschleunigen und verzögern.
- Masse der Last halten oder in vertikale Richtung bewegen (Gravitation überwinden).
- Rotor beschleunigen (Eigenträgheit des Motors beschleunigen).

Je nach Applikationstyp sind die hier aufgelisteten Anteile der Belastung unterschiedlich groß. Verfahrantriebe, die Lasten mit konstanter Geschwindigkeit in horizontaler Richtung bewegen, erfordern im Vergleich zum benötigten Beschleunigungsdrehmoment meist ein geringeres statisches Drehmoment. Bei Hubwerken hingegen ist das statische Haltemoment gegenüber dem Beschleunigungsdrehmoment jedoch groß.

### 3.3 Abgrenzung der Projektierung geregelter und ungeregelter Antriebe

Wenn Drehzahl oder Drehmoment durch einen Frequenzumrichter einstellbar sind, wird ein Antrieb als "geregelt" bezeichnet. Dabei wird der Frequenzumrichter am Netz betrieben und steuert ausgangsseitig den Motor an. Die parametrierbare Beschleunigung oder Rampenzeit ermöglicht eine konstante oder variable Beschleunigung während des Anlaufvorgangs. Erforderliche Beschleunigungsmomente können so direkt beeinflusst werden.

Ungeregelte Antriebe werden direkt am Netz betrieben. Ihr Hochlaufverhalten ist starr und ergibt sich aus den vorliegenden Massenverhältnissen sowie den elektromagnetischen Eigenschaften des eingesetzten Motors. Abgesehen von konstruktiven Anpassungen besteht keine Möglichkeit, das Betriebsverhalten des ungeregelten Antriebs nachträglich zu verändern. Das gilt insbesondere für die sich einstellende Beschleunigung. Die Betriebsdrehzahl stellt sich in Abhängigkeit der anliegenden Last ein und entspricht bei Bemessungslast der Bemessungsdrehzahl des Motors.

Technische Unterschiede zwischen Motoren für Netz- oder Umrichterbetrieb gibt es im Allgemeinen nicht, das unterschiedliche Betriebsverhalten wird allein durch die Verschaltung und Ansteuerung hervorgerufen.

Aufgrund der teils abweichenden Betriebseigenschaften unterscheidet sich der Projektionsablauf zwischen geregelten und ungeregelten Antriebslösungen.

#### 3.3.1 Vorgehensweise bei der Projektierung von geregelten Antrieben

Von der Applikation ausgehend werden die Komponenten des Antriebsstrangs in der hier beschriebenen Reihenfolge berechnet und gewählt. Im Gegensatz zur Projektierung ungeregelter Antriebe erfolgt die Motorauswahl nach der Getriebeauswahl.

##### 1. Allgemeine applikationsseitige Berechnungen

- Fahrdynamik
- Abtriebsdrehzahl und Übersetzungsanforderung
- Kräfte und Drehmomente
- Massenträgheitsmoment

##### 2. Berechnung und Auswahl des Getriebes

- Abtriebsseitige Drehmomente
- Auswahl des Getriebes
- Von außen angreifende Kräfte (Quer- und Axialkräfte)

##### 3. Berechnung und Auswahl des Motors

- Motordrehmomente
- Vorauswahl des Motors (Typ, Baugröße)
- Prüfung der Antriebsauswahl

##### 4. Berechnung und Auswahl der Bremse

- Besondere Anforderung bei Hubapplikationen
- Bremsarbeit und Bremsmoment
- Auswahl der Bremse
- Getriebelastung bei Not-Halt-Bremsung

##### 5. Berechnung und Auswahl des Frequenzumrichters

- Zuordnung des Frequenzumrichters anhand der Motorbemessungsleistung
- Berechnung des maximalen und effektiven Umrichterstroms

- Auswahl des Frequenzumrichters nach berechneten Motorströmen
- Auswahl des Frequenzumrichters für Betriebsarten mit stromgeführter Regelung
- Derating-Faktoren
- Bremswiderstand (optional)

### **Grundsätzlicher Berechnungsablauf**

Sofern eingangs nicht bekannt, werden zunächst die kinematischen Zielgrößen der Applikation berechnet. Dazu zählen:

- Zykluszeit
- Wege
- Geschwindigkeiten/Drehzahlen
- Beschleunigungen

Mit den berechneten kinematischen Zielgrößen werden die dynamischen Drehmomente berechnet. Anhand vorgegebener Reib- oder Hublasten werden die resultierenden statischen Drehmomente für den Getriebeabtrieb berechnet. Vorhandene Vorgelege müssen bei der Berechnung der Drehmomente und Drehzahlen berücksichtigt werden. Eine geeignete Getriebegröße wird anhand des maximal auftretenden Drehmoments bestimmt. Um eine Übersetzung zu wählen, muss der zu verwendende Motortyp festgelegt werden.

Die Anforderungen der Applikation werden auf die Motorseite umgerechnet. Anhand eines maximalen und eines effektiven Betriebspunkts wird ein Motor gewählt.

Bei Applikationen mit Hublast muss immer eine Motorbremse gewählt werden. Bei anderen Applikationen wird die Motorbremse nach Bedarf gewählt. Kriterien wie geforderte Haltesicherheit, zulässige Bremsarbeit und maximale Bremswege werden bei der Berechnung und Auswahl zugrunde gelegt. Eine Prüfung der mechanischen Baubarkeit des Antriebsstrangs sowie der Getriebelastung bei Not-Halt-Bremsung wird anschließend durchgeführt.

Die Auswahl des Frequenzumrichters erfolgt oft nach dem erforderlichen maximalen und effektiven Motorstrom. Wenn der Motor während der Verzögerung generatorisch arbeitet, ist zusätzlich ein Bremswiderstand erforderlich. Dieser setzt die aus der Applikation zurückgeführte generatorische Energie in Wärme um.

### **3.3.2 Vorgehensweise bei der Projektierung von ungeregelten Antrieben**

Von der Applikation ausgehend werden die Komponenten des Antriebsstrangs in der hier beschriebenen Reihenfolge berechnet und gewählt. Im Gegensatz zur Projektierung geregelter Antriebe erfolgt die Motorauswahl vor der Getriebeauswahl.

#### **1. Allgemeine applikationsseitige Berechnungen**

- Fahrdynamik
- Abtriebsdrehzahl und Übersetzungsanforderung
- Kräfte und Drehmomente
- Massenträgheitsmoment

#### **2. Leistungsberechnung**

#### **3. Berechnung und Auswahl des Motors**

- Auswahlkriterien
- Motoranlauf prüfen

- Schalthäufigkeit

#### 4. Berechnung und Auswahl der Bremse

- Besondere Anforderungen bei Hubapplikationen
- Bremsarbeit, Bremsmoment und Schalthäufigkeit
- Auswahl der Bremse
- Getriebelastung bei Bremsung
- Weiterführende Auswahlkriterien

#### 5. Berechnung und Auswahl des Getriebes

- Vorauswahl des Getriebes
- Berechnung der tatsächlichen Getriebelastung
- Möglichkeiten zur Reduzierung der Getriebelastung

### Grundsätzlicher Berechnungsablauf

Anhand der vorgesehenen Applikationsgeschwindigkeit sowie der zu überwindenden Widerstandskräfte werden der erforderliche effektive und der maximale Leistungsbedarf der Anwendung berechnet. Nach Berechnung dieser Kriterien wird ein passender Motor gewählt. Hier muss das Hochlaufverhalten des Motors am Netz als zentrale Eigenschaft berücksichtigt werden. Dies lässt sich aufgrund des maßgeblichen Einflusses von individuellen Motoreigenschaften erst nach der vorläufigen Motorauswahl prüfen.

Während bei Motoren, die am Umrichter betrieben werden, die Drehmomententwicklung beeinflusst werden kann, folgt ein Netzantrieb immer seiner Hochlaufkennlinie (siehe Kapitel "Berechnung und Auswahl des Motors" (→ 94) und "Motoranlauf prüfen" (→ 98)).

Während eines Anlaufvorgangs am Netz liegt der Motorstrom unabhängig vom Belastungszustand weit über dem Bemessungsstrom. Beginnend bei Werten, die größer als  $8 \times I_N$  sein können, fällt der Motorstrom bei zunehmender Motordrehzahl. Unter Nennlast fließt bei Bemessungsdrehzahl  $n_N$  im Motor der Bemessungsstrom  $I_N$ .

Da der Motorstrom die Motorerwärmung quadratisch beeinflusst, führen Anlaufvorgänge am Netz zu einer überproportionalen Wärmeentwicklung. Aufgrund des drehzahlabhängigen Luftstroms wirkt die Motoreigenkühlung durch den integrierten Lüfter während des Hochlaufs nur reduziert. Um bei großer Anzahl an Einschaltungen je Zeit eine zulässige Grenzerwärmung nicht zu überschreiten, sind im Aussetzbetrieb entsprechend lange Zeiten ohne oder mit reduziertem Drehmomentbedarf erforderlich. Die zulässige Grenzerwärmung bezieht sich auf den normativ beschriebenen Bezugzeitraum von 10 Minuten.

Es ergibt sich eine maximale Leerschalthäufigkeit, also die Anzahl zulässiger Einschaltungen des Motors ohne Last. Wenn relevante Applikationsdaten, wie Lastmoment und Lastträgheit, miteinbezogen werden, verringert sich diese zulässige Schalthäufigkeit. Um eine Überhitzung des betrachteten Motors zu vermeiden, dürfen nicht mehr als die berechneten Einschaltungen je Stunde erfolgen.

Ein Abbremsen von ungeregelten Applikationen kann entweder durch ausreichend Reibung in der Applikation oder durch eine mechanische Motorbremse erfolgen. Analog zum Hochlaufmoment ergeben sich Verzögerungsmoment am Getriebeabtrieb, Bremszeiten und Bremswege aus vorliegenden Trägheits- und Lastverhältnissen sowie den elektromechanischen Eigenschaften des Antriebs. Einfluss auf das Bremsverhalten hat nur eine Veränderung der Trägheitsverhältnisse, des Bremsmoments oder des Motortyps.

### 3.3.3 Projektierungshinweise

- Zum Zeitpunkt der Antriebsauslegung können leistungsbestimmende Details, wie die zu bewegende Masse, Reibwerte und weitere Größen unter Umständen nur abgeschätzt werden.

Für eine überschlägige Antriebsauswahl mag eine Rechnung mit vorläufigen Werten praktikabel sein, jedoch sollte der Projektierende die Auslegung nach Bekanntwerden aller Details prüfen. Denn bei Annahme ungünstiger Werte werden die Anforderungen künstlich vergrößert, entsprechend größer fällt der benötigte Antrieb aus. Vermeintlich konservative Annahmen wie z. B. große Reibwerte können umgekehrt dazu führen, dass die Bremse stärker belastet wird als projektiert.

- Motoren am Netz setzen während des Anlaufs ihr volles Hochlaufmoment in die Überwindung der statischen Last und in die Beschleunigung aller Massenträgheitsmomente um.

Das Hochlaufmoment eines Motors der Wirkungsgradklasse IE3 liegt beim ca. 2- bis 3-fachen Bemessungsdrehmoment. Bei einem 2-fach überdimensionierten Motor würde ein 4- bis 6-faches Drehmoment im Hochlauf umgesetzt werden.

Davon kommt in Abhängigkeit der Trägheitsverhältnisse und der statischen Last nur ein gewisser Teil am Getriebe und/oder der Applikation an. Unter ungünstigen Voraussetzungen können Getriebe oder nachgelagerte Mechanik Schaden nehmen. Bei Fahrantrieben ist außerdem ein Durchrutschen der Räder wegen eines überdimensionierten Motors möglich. Deshalb ist es bei Netzmotoren besonders wichtig, die applikativen Anforderungen und die Randbedingungen genau zu kennen.

- Für Motoren, die am Frequenzumrichter betrieben werden, können hingegen verschiedene Schutzmechanismen umgesetzt werden. Zum einen ist das Drehmoment durch genaue Vorgabe eines Beschleunigungswerts (rechnerisch) bekannt, zum anderen kann das Motordrehmoment durch Parametrierung der Stromgrenze im Frequenzumrichter zusätzlich limitiert werden. Geregelte Antriebe können nachträglich besser auf die applikativen Anforderungen und Randbedingungen abgestimmt werden.

### 3.3.4 Randbedingungen für Netzbetrieb

Da das Anlauf- und Betriebsverhalten neben applikativen Größen auch von technischen Eigenschaften des einzusetzenden Antriebs abhängt, kann es erforderlich sein, bei der Antriebsauswahl iterativ vorzugehen. Wenn z. B. die Prüfung des Bremsabschnitts ergibt, dass das gewählte Getriebe überlastet wird, muss ein kleineres Bremsmoment oder ein größeres Getriebe gewählt werden. Bremszeiten und -wege ändern sich mit dem Bremsmoment. Die Auswirkungen von Änderungen auf andere Komponenten des Antriebsstrangs müssen daher immer geprüft werden.

Netzantriebe werden häufig bei folgenden Applikationsanforderungen und Randbedingungen eingesetzt:

- Gleichbleibender Lastzustand im S1-Betrieb oder mit geringer Schalthäufigkeit ( $< 10 \text{ h}^{-1}$ ), z. B. einfache Förderstecken im Dauerbetrieb.
- Große Toleranzen bei Vorgaben zum dynamischen Verhalten und zur Positioniergenauigkeit.
- Kurbelanwendungen, die aus dem Totpunkt starten und im Totpunkt enden (z. B. Exzenterheber).

Darüber hinaus sind verschiedene Anwendungsfälle als Netzantrieb realisierbar, werden aber bei den heutigen Möglichkeiten (technische Verfügbarkeit, Wirtschaftlichkeit) sinnvollerweise durch andere Antriebskonzepte umgesetzt. Darunter fallen zum Beispiel:

- Ungünstige Massenverhältnisse bei hoher Einschalthäufigkeit (> ca. 200/h). Die erforderliche Getriebeausbaugröße kann durch Umrichterbetrieb um mehrere Stufen reduziert werden.
- Große generatorische Leistungen: Umrichterbetrieb und Zwischenkreiskopplung/Netzrückspeisung.
- Bewegte Masse klein halten (z. B. Regalbediengerät) mit 87-Hz-Betrieb am Frequenzumrichter.
- Fahrzyklen mit unterschiedlichen Lastzuständen. Der Netzmotor wird nach der höchsten Belastung gewählt und ist für geringere Lastzustände dann überdimensioniert.
- Kleine Toleranzen bei Beschleunigungs-, Verzögerungs- oder Drehmomentvorgaben werden mit einem geregelten Antrieb einfacher eingehalten.

Aufgrund der starren Abhängigkeit von Applikations- und Motorkennwerten stoßen Netzmotoren bei folgenden Anforderungen an Grenzen:

- Die geforderte Schalthäufigkeit ist größer als die zulässige Grenzsachthalthäufigkeit aus Motor und Applikation.
- Langsame Beschleunigung/lange Hochlaufzeit bei geringer Lastträchtigkeit.
- Geringe Verzögerung bei kleiner Lastträchtigkeit und wenig Reibung im System.
- Hohe Positioniergenauigkeit, die durch mechanische Bremsung nicht erreicht werden kann.

### 3.4 Formelzeichen und Indizes

Die verwendeten Formelzeichen und Indizes sind möglichst sprachneutral und darauf ausgerichtet, alle relevanten Informationen im Index mitzuführen. Dies verbessert die Verständlichkeit und hilft, Größen untereinander einfach unterscheiden zu können.

Der Index ist modular aufgebaut und setzt sich meist aus mehreren Bestandteilen zusammen. Beginnend mit einem Kürzel für die betrachtete Komponente des Antriebsstrangs können bis zu zwei weitere Zusätze folgen, die z. B. einen zulässigen Produktkennwert benennen oder den Betrachtungsrahmen abbilden.

Die Applikation bildet eine Ausnahme, sie wird nicht mit einem eigenen Kürzel versehen, da sie über den gesamten Projektionsablauf immer im Fokus steht. Lediglich bei bestimmten Themen wird die Applikation zur besseren Unterscheidung gegenüber anderen Größen indiziert.

#### Beispiel: Bedeutung des Formelzeichens $M_{G\_per\_es}$

Das Formelzeichen  $M_{G\_per\_es}$  steht für das zulässige Not-Halt-Drehmoment am Getriebeabtrieb und ist folgendermaßen aufgebaut.

	<b>Bedeutung</b>
M	Physikalische Größe, hier: Drehmoment
G	Komponente des Antriebsstrangs, hier: Getriebe
per	Zulässiger Produktkennwert (per = permitted)
es	Betriebs- oder Betrachtungszustand, hier: Bezug auf Not-Halt-Bremsung (es = emergency stop)

### 3.4.1 Häufig verwendete Indizes

Folgende Kürzel werden im Index verwendet:

- Die betrachtete Komponente des Antriebsstrangs.

Index	Bedeutung (Komponente)
G	Getriebe
Mot	Motor
B	Bremse
FU	Frequenzumrichter
BW	Bremswiderstand

- Verschiedene Produktkenngrößen.

Index	Bedeutung
per	Zulässiger Produktkennwert
N	Bemessungswert gemäß Typenschild

- Betriebs- oder Betrachtungszustand.

Index	Bedeutung
es	Bezug auf Not-Halt-Ereignis
B	Bezug auf mechanische Bremsung
H	Bezug auf Motorhochlauf
'	Bezug auf den generatorischen Betrieb (z. B. $M'_{Mot\_stat}$ )
x	Physikalische Größe, reduziert auf die Motorwelle ( $J_x$ = Massenträgheitsmoment der Last reduziert auf die Motorwelle)
gen	Generatorischer Fahrabschnitt
n	Allgemeiner Fahrabschnitt. "n" kann ersetzt werden durch: <ul style="list-style-type: none"> <li>"ac" (acceleration) für den Fahrabschnitt "Beschleunigung"</li> <li>"const" (constant speed) für den Fahrabschnitt "Konstantfahrt"</li> <li>"dec" (deceleration) für den Fahrabschnitt "Verzögerung"</li> <li>eine Zahl: 1, ...</li> </ul> Zahlen nummerieren die Fahrabschnitte fortlaufend, z. B. zur Berechnung des effektiven Motordrehmoments.

Die folgenden Formelzeichen weichen von dieser modularen Indizierung ab, da sie als Begrifflichkeiten fest etabliert sind:

- $M_{a\_max}$  = dauerhaft zulässiges Abtriebsdrehmoment des Getriebes
- $i_G$  = Getriebeübersetzung
- $F_R$  = Querkraft am Getriebeabtrieb
- $F_A$  = Axialkraft am Getriebeabtrieb
- $t_2$  = Bremseneinfallzeit

### 3.4.2 Formeln und Einheiten

Die Einheit der physikalischen Größen in den Formeln ist jeweils direkt unter der Formel angegeben (z. B. [P] = kW). Es werden die in der elektrischen Antriebstechnik gängigen, an die SI-Einheiten angelehnten Einheiten verwendet, oder Einheiten, die von SI-Einheiten abgeleitet sind.

Die sich aus der Umrechnung der Einheiten ergebenden Faktoren sind einheitenlos in die Formel integriert. Das Multiplikationszeichen wird immer als "x" dargestellt.

#### Beispiel: Leistung

Als Beispiel dient die Berechnung der Leistung P aus Drehmoment M und Drehzahl n. Die Leistung soll direkt in Kilowatt berechnet werden, obwohl die Drehzahl in Umdrehungen pro Minute und das Drehmoment in Newtonmeter in die Formel eingeht. Durch den in der Formel einheitenlosen Umrechnungsfaktor von 9550 (gerundeter Wert) können die gängigen Einheiten direkt verwendet werden.

$$P = \frac{M \times n}{9550}$$

18014418020467467

P = Leistung

[P] = kW

M = Drehmoment

[M] = Nm

n = Drehzahl

[n] = min<sup>-1</sup>

### 3.5 Voraussetzungen für die Projektierung

Dieses Dokument beinhaltet die rechnerischen Grundlagen der Antriebsauslegung. Die Einführung der Formeln erfolgt in der Reihenfolge der späteren Anwendung.

Bei der Projektierung eines Antriebs können mehrere Ergebnisse "richtig" sein. Es kann verschiedene Antriebslösungen geben, die alle für den vorliegenden Anwendungsfall geeignet sind. Innerhalb dieser Lösungsmenge kann nach verschiedenen Merkmalen optimiert werden.

Einerseits können die Eingangsdaten nicht genau bekannt sein, andererseits lassen sie sich nicht immer exakt bestimmen. In diesen Fällen werden Abschätzungen vorgenommen. Zu große Reserven führen zu überdimensionierten, unwirtschaftlichen Antrieben. Bei netzgeführten Motoren kann eine Überdimensionierung zu einer Überbeanspruchung der Mechanik führen. Falsche Schätzwerte und folglich ungeeignete Antriebe können zu Schäden am Antrieb und in der Anlage führen.

Die Projektierungsergebnisse unterliegen einem Interpretationsspielraum, innerhalb dessen nach verschiedenen Kriterien optimiert werden kann:

- Energieeffizienz und Energiekosten
- Betriebs- und Prozess-Sicherheit
- Regelungsfähigkeit
- Betriebskosten
- Bauraum in der Anlage
- Übertragungselemente
- Verkabelung
- Reduzierung der Variantenvielfalt
- Anschaffungskosten

### 3.5.1 Konventionen zur Berechnung bei SEW-EURODRIVE

Zu beachten sind die folgenden Konventionen zur Berechnung eines elektrischen Antriebs bei SEW-EURODRIVE.

#### Bezugssysteme und Vorzeichen

##### HINWEIS

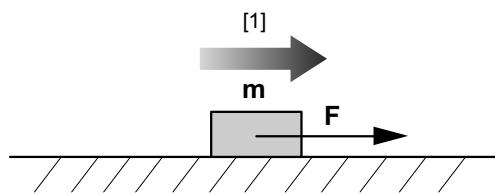


Vorzeichen dienen in diesem Projektierungshandbuch zur Information über die Orientierung einer richtungsabhängigen Größe in Bezug zur Bewegungsrichtung und zur Unterscheidung zwischen motorischem und generatorischem Betrieb des Motors.

In die Formeln zur Antriebsauslegung für ungeregelte Antriebe und speziell auch für die Bremse (geregelte und ungeregelte Antriebe) werden immer die Beträge der relevanten Größen eingesetzt.

Wenn die Richtung einer Größe relevant ist, definiert sie sich über das Vorzeichen in Bezug zur Bewegungsrichtung, wobei die Bewegungsrichtung positiv definiert ist. Wenn eine Kraft in Bewegungsrichtung wirkt, dann ist das Vorzeichen der Kraft positiv. Wenn eine Kraft entgegen der Bewegungsrichtung wirkt, ist das Vorzeichen der Kraft negativ.

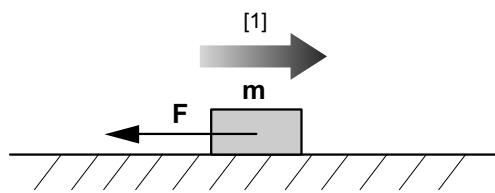
Eigentliche Vektorgrößen in schräger Lage zum Bezugssystem werden in Anteile parallel zu den Koordinatenrichtungen aufgeteilt.



18014418293953931

[1] Bewegungsrichtung  
F Kraft  
m Masse

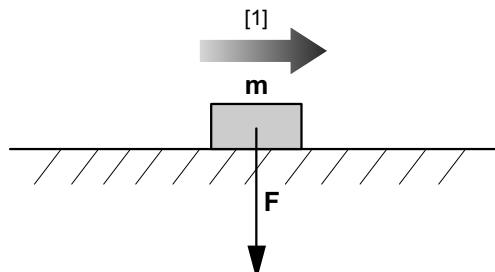
Die oben dargestellte Kraft ist in Bewegungsrichtung gerichtet und erhält ein positives Vorzeichen. Die unten dargestellte Kraft ist entgegen der Bewegungsrichtung gerichtet und erhält ein negatives Vorzeichen.



18014418293957515

[1] Bewegungsrichtung  
F Kraft  
m Masse

Die in der folgenden Abbildung eingezeichnete Kraftkomponente ist nicht vorzeichenrelevant, weil sie senkrecht zur Bewegungsrichtung wirkt. Es könnte sich hier zum Beispiel um die Normalkraft handeln, die dann zu einer Reibungskraft entgegen der Bewegungsrichtung beiträgt.



9007219039220107

[1] Bewegungsrichtung

F Kraft

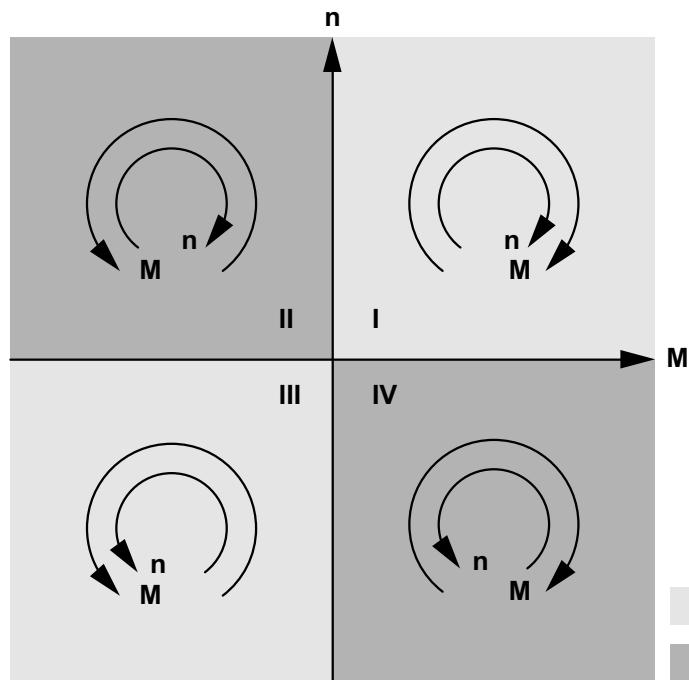
m Masse

Wenn sich die ursprüngliche Bewegungsrichtung während des Fahrzyklusses ändert, dann dreht sich das Bezugssystem mit. Die Bewegungsrichtung bleibt also immer positiv. So ist das Bezugssystem zum Beispiel beim Aufwärtsfahren eines Hubwerks nach oben und beim Abwärtsfahren nach unten gerichtet. Im Ergebnis ergibt dies bei richtiger Interpretation der Vorzeichen keinen Unterschied. Das bedeutet, dass das Hubwerk, ähnlich einem Paternosteraufzug mit einer Kabine, bei gleichbleibender Drehrichtung wieder nach unten fährt, statt am höchsten Punkt die Drehrichtung des Antriebs wechseln zu müssen.

Durch diese Anschauung kann ein motorischer oder generatorischer Betrieb bereits am Vorzeichen der Kraft oder des Drehmoments unterschieden werden, da die Drehzahl immer als positiv angenommen wird. Motorischer und generatorischer Betrieb definieren sich dann über das Vorzeichen der Leistung:

- Motorischer Betrieb:  $P \sim M \times n > 0$
- Generatorischer Betrieb:  $P \sim M \times n < 0$

Das Vorzeichen der Leistung ist sowohl vom Vorzeichen der Drehzahl als auch vom Vorzeichen des Drehmoments abhängig. Daraus ergeben sich, wie die folgende Abbildung zeigt, die beiden motorischen Arbeitsbereiche I und III und die beiden generatorischen Arbeitsbereiche II und IV.



28358771467

- A Motorischer Betrieb
- B Generatorischer Betrieb
- n Drehzahl
- M Drehmoment
- I Positive Drehrichtung, positives Drehmoment
- II Positive Drehrichtung, negatives Drehmoment
- III Negative Drehrichtung, negatives Drehmoment
- IV Negative Drehrichtung, positives Drehmoment

Mit den hier getroffenen Konventionen wird zur Vereinfachung der Rechnung nur noch zwischen den Quadranten I und II unterschieden, obwohl in der Realität natürlich weiterhin alle 4 Quadranten als mögliche Arbeitsbereiche für den Motor zur Verfügung stehen. Selbstverständlich treten in realen Applikationen sowohl positive Drehrichtung als auch negative Drehrichtung auf. Die Einschränkung der Quadranten auf positive Drehzahlen ist eine rein theoretische Hilfestellung und hat keine Auswirkung auf die tatsächlich gefahrenen Betriebspunkte.

## HINWEIS



Vorzeichen dienen in diesem Projektierungshandbuch zur Information über die Orientierung einer richtungsabhängigen Größe im Bezug zur Bewegungsrichtung und zur Unterscheidung zwischen motorischem und generatorischem Betrieb des Motors.

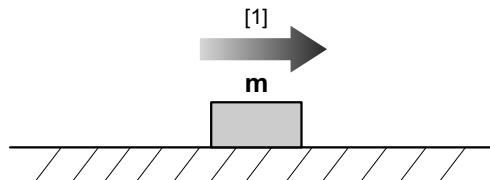
In die Formeln zur Antriebsauslegung für ungeregelte Antriebe und speziell auch für die Bremse (geregelte und ungeregelte Antriebe) werden immer die Beträge der relevanten Größen eingesetzt.

### 3.5.2 Betrachtung der Grundbewegungen und Größendefinitionen

Für die Auslegung einer elektrisch betriebenen Applikation ist es erforderlich, dass der Bezug zwischen einer sich linear bewegenden Last und der rotierenden Abtriebswelle des Antriebs hergestellt wird. Deshalb ist es sinnvoll, sich die relevanten Größen in der jeweiligen Bewegungsart bewusst zu machen.

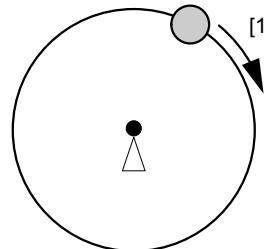
Alle Anwendungen lassen sich in 2 Grundbewegungen einteilen: lineare Bewegungen und rotative Bewegungen um einen Drehpunkt. Die folgende Abbildung zeigt diese Bewegungen im Vergleich:

- Lineare, geradlinige Bewegung



18014418020476171

- Rotative Bewegung



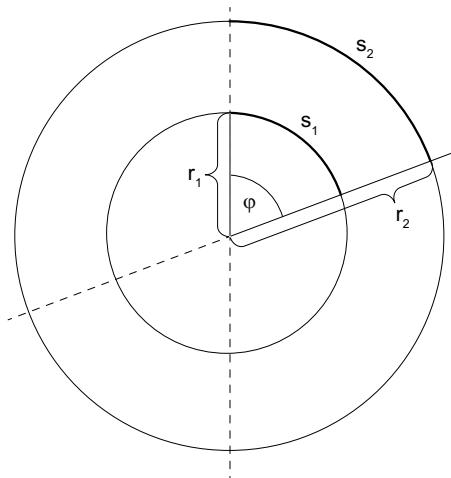
18014418020478347

[1] Bewegungsrichtung

m Masse

Lineare Bewegung (z. B. Fahrantrieb, Hubantrieb)		Rotative Bewegung (z. B. Drehtisch)	
Strecke	s [s] = m	Winkel	$\varphi$ [ $\varphi$ ] = rad oder ° Das Einheitszeichen rad ist die Winkelgröße im Bogenmaß am Einheitskreis. [ $\varphi$ ] = rad $360^\circ \triangleq 2\pi \approx 6.28$ rad
Geschwindigkeit	v [v] = m s <sup>-1</sup>	Winkelgeschwindigkeit	$\omega$ [ $\omega$ ] = s <sup>-1</sup>
Beschleunigung	a [a] = m s <sup>-2</sup>	Winkelbeschleunigung	$\alpha$ [ $\alpha$ ] = s <sup>-2</sup>
Kraft	F [F] = N	Drehmoment	M [M] = Nm
Masse	m [m] = kg	Massenträgheitsmoment	J [J] = kgm <sup>2</sup>

Der prinzipielle Zusammenhang der Bewegungsgrößen in linearen Einheiten und im Bogenmaß ist der Radius (siehe folgende Abbildung). Alle Winkelgrößen sind unabhängig vom Radius und können entsprechend ihres Abstands zum Drehpunkt als lineare Bewegung gesehen werden. Je größer der Radius, desto weiter ist die tatsächliche lineare Strecke, die auf dem Kreisbogen zurückgelegt werden muss.



9007219039408267

### Zusammenhang lineare Größen und Winkelgrößen:

$$s = \varphi \times r$$

$$v = \omega \times r$$

$$a = \alpha \times r$$

18014418020480523

$s$  = Strecke

$[s] = \text{m}$

$\varphi$  = Winkel

$[\varphi] = \text{rad} = 1$

$r$  = Radius

$[r] = \text{m}$

$v$  = Geschwindigkeit

$[v] = \text{m s}^{-1}$

$\omega$  = Winkelgeschwindigkeit

$[\omega] = \text{s}^{-1}$

$a$  = Beschleunigung

$[a] = \text{m s}^{-2}$

$\alpha$  = Winkelbeschleunigung

$[\alpha] = \text{s}^{-2}$

### HINWEIS



Diese Gleichungen gelten im Bogenmaß!

## 4 Allgemeine applikationsseitige Berechnungen

In diesem Kapitel werden folgende Themen behandelt:

- Fahrdynamik
- Abtriebsdrehzahl und Übersetzungsanforderung
- Kräfte und Drehmomente
- Massenträgheitsmoment
- Sonderfall Spindelantrieb

Am Anfang einer Antriebsprojektierung wird zunächst die Applikation betrachtet. Dabei stehen Berechnungen zur Fahrdynamik und zu den Kräften im Vordergrund. Technische Randbedingungen der Applikation dienen als weitere Basis für die spätere Auswahl eines passenden Antriebs.

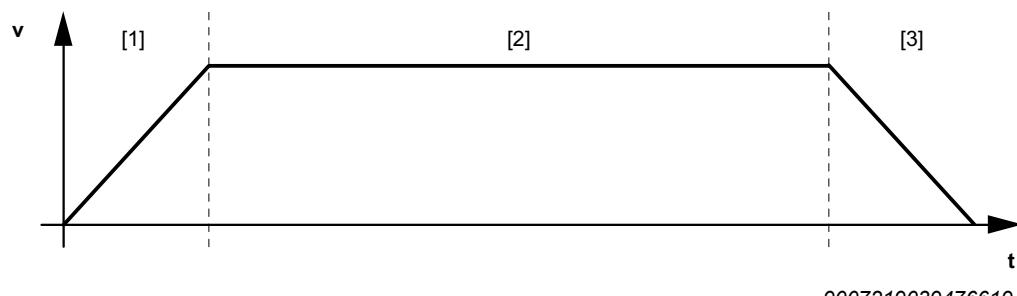
### HINWEIS



Beachten Sie die "Konventionen zur Berechnung bei SEW-EURODRIVE" im vorhergehenden Kapitel. Sie entsprechen der gängigen Vorgehensweise der Berechnungen bei SEW-EURODRIVE und vereinfachen die Ausführungen der Folgekapitel.

### 4.1 Fahrdynamik

Für die Betrachtung der Fahrdynamik wird das Bewegungsprofil der Applikation betrachtet, das in einem Fahrdiagramm in Form eines Zeit-Geschwindigkeits-Diagramms veranschaulicht wird. Ein Fahrdiagramm hilft dabei, die geplante Bewegung der Applikation zu verstehen und in verschiedene Lastabschnitte einzuteilen. Die folgende Abbildung zeigt ein typisches trapezförmiges Fahrdiagramm mit 3 Fahrabschnitten.



- [1] Fahrabschnitt 1: Beschleunigung
- [2] Fahrabschnitt 2: Konstante Geschwindigkeit
- [3] Fahrabschnitt 3: Verzögerung

Zur vereinfachten Betrachtung wird davon ausgegangen, dass die Applikation aus dem Ruhezustand beschleunigt und jeder Fahrabschnitt einzeln betrachtet wird. Die physikalischen Zusammenhänge werden durch die folgenden vereinfachten Bewegungsgleichungen beschrieben.

#### 4.1.1 Statische Bewegungsgleichungen

##### Lineare Bewegungen

Im Fahrabschnitt 2 wird mit einer konstanten Geschwindigkeit  $v$  (Beschleunigung  $a = 0 \text{ m s}^{-2}$ ) verfahren. Es gelten die statischen Bewegungsgleichungen.

$$v = \text{const.}$$

$$s = v \times t$$

18014418020498187

$v$  = Geschwindigkeit

$[v] = \text{m s}^{-1}$

$s$  = Strecke

$[s] = \text{m}$

$t$  = Zeit

$[t] = \text{s}$

##### Rotative Bewegungen

Für statische Bewegungen rotativer Applikationen gelten die statischen Bewegungsgleichungen in Winkelgrößen.

$$\omega = \text{const.}$$

$$\varphi = \omega \times t$$

18014418020503179

$\varphi$  = Winkel

$[\varphi] = \text{rad} = 1$

$\omega$  = Winkelgeschwindigkeit

$[\omega] = \text{s}^{-1}$

$t$  = Zeit

$[t] = \text{s}$

#### 4.1.2 Dynamische Bewegungsgleichungen

##### Lineare Bewegungen

Im Fahrabschnitt 1, dem Beschleunigungsabschnitt, wird die Anfangsgeschwindigkeit  $v = 0 \text{ m s}^{-1}$  mit konstanter Beschleunigung auf die Endgeschwindigkeit  $v$  erhöht. Dabei handelt es sich um eine dynamische Bewegung.

$$a = \text{const.}$$

$$v = a \times t$$

$$s = \frac{1}{2} \times a \times t^2 = \frac{1}{2} \times v \times t$$

18014418020494859

$a$  = Beschleunigung

$[a] = \text{m s}^{-2}$

$v$  = Geschwindigkeit

$[v] = \text{m s}^{-1}$

$t$  = Zeit

$[t] = \text{s}$

$s$  = Strecke

$[s] = \text{m}$

Im Fahrabschnitt 3, dem Verzögerungsabschnitt, wird die Geschwindigkeit mit konstanter Verzögerung bis zum Stillstand verringert. Hier können, wie in Fahrabschnitt 1, die vereinfachten dynamischen Bewegungsgleichungen angewendet werden.

##### Rotative Bewegungen

Bei rotativen Applikationen, wie beispielsweise Drehtischen oder Eckumsetzern, sind die Bewegungsdaten oft direkt in Winkeleinheiten angegeben (weitere Informationen zu Winkeleinheiten sind im Kapitel "Betrachtung der Grundbewegungen und Größendefinitionen" (→ 21) erläutert).

Für dynamische Bewegungen rotativer Applikationen gelten die Bewegungsgleichungen in Winkelgrößen.

$$\alpha = \text{const.}$$

$$\omega = \alpha \times t$$

$$\varphi = \frac{1}{2} \times \alpha \times t^2 = \frac{1}{2} \times \omega \times t$$

18014418020499851

$\alpha$  = Winkelbeschleunigung

[ $\alpha$ ] = s<sup>-2</sup>

$\omega$  = Winkelgeschwindigkeit

[ $\omega$ ] = s<sup>-1</sup>

t = Zeit

[t] = s

$\varphi$  = Winkel

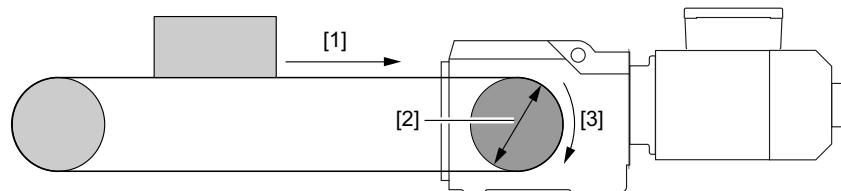
[ $\varphi$ ] = rad = 1

## 4.2 Abtriebsdrehzahl und Übersetzungsanforderung

### 4.2.1 Abtriebsdrehzahl

Ausgehend von der geforderten maximalen Verfahrgeschwindigkeit der Applikation (hier in Metern pro Sekunde) wird die Abtriebsdrehzahl in Umdrehungen pro Minute berechnet. In der folgenden Abbildung werden die relevanten Größen am Beispiel eines Förderbands dargestellt.

Die Abtriebsdrehzahl bezieht sich auf die applikationsseitige Abtriebswelle des Getriebes.



18014418020510731

[1] Geschwindigkeit v der Applikation

[2] Durchmesser d des mechanischen Übertragungselementes

[3] Abtriebsdrehzahl des Getriebes n<sub>G</sub>

Die lineare Verfahrgeschwindigkeit [1] wird über die Abmessung des mechanischen Übertragungselementes [2] in die Winkelgeschwindigkeit der Abtriebswelle umgerechnet.

Dieser Zusammenhang zwischen linearen Größen und Winkelgrößen ist im Kapitel "Betrachtung der Grundbewegungen und Größendefinitionen" (→ 21) beschrieben. Statt des Radius kann auch der Durchmesser als Berechnungsgröße verwendet werden.

$$\omega = \frac{v}{r} = \frac{2v}{d}$$

22898734987

$\omega$  = Winkelgeschwindigkeit

[ $\omega$ ] = s<sup>-1</sup>

v = Geschwindigkeit der Applikation

[v] = m s<sup>-1</sup>

r = Radius

[r] = m

d = Durchmesser des Übertragungselementes

[d] = m

Die gesuchte Abtriebsdrehzahl [3] errechnet sich aus dem Zusammenhang von Winkelgeschwindigkeit und Frequenz. Da diese beiden Größen in s<sup>-1</sup> angegeben sind, wird die Einheit anschließend mit dem Faktor 60 s min<sup>-1</sup> umgerechnet.

Umrechnung der Winkelgeschwindigkeit in die Abtriebsdrehzahl:

$$\omega = \frac{\varphi}{t} = \frac{2\pi}{T} = 2\pi \times f$$

$$\omega = \frac{2\pi \times n}{60}$$

18014418020507403

$\omega$  = Winkelgeschwindigkeit

$[\omega] = \text{s}^{-1}$

$\varphi$  = Winkel

$[\varphi] = \text{rad} = 1$

$t$  = Zeit

$[t] = \text{s}$

$T$  = Periodendauer

$[T] = \text{s}$

$f$  = Frequenz

$[f] = \text{s}^{-1} = \text{Hz}$

$n$  = Drehzahl

$[n] = \text{min}^{-1}$

Mit den zuvor erläuterten Zusammenhängen zwischen Winkelgeschwindigkeit und linearer Verfahrgeschwindigkeit ergibt sich die gewünschte Formel zur Berechnung der Abtriebsdrehzahl.

Durch Gleichsetzen von  $\omega = \frac{2v}{d}$  und  $\omega = \frac{2\pi \times n}{60}$

sowie Auflösen nach der Drehzahl folgt:

$$\rightarrow n = \frac{v \times 60}{\pi \times d}$$

22898743819

$\omega$  = Winkelgeschwindigkeit

$[\omega] = \text{s}^{-1}$

$v$  = Geschwindigkeit

$[v] = \text{m s}^{-1}$

$n$  = Drehzahl

$[n] = \text{min}^{-1}$

$d$  = Durchmesser des Übertragungselementes

$[d] = \text{m}$

### Berechnung der Abtriebsdrehzahl bei Applikationen mit Vorgelegen

Vorgelege sind zusätzliche Übersetzungskonstruktionen, z. B. Ketten- oder Riementriebe, die als Teil der Applikation betrachtet werden. Zu beachten ist, dass sich in Applikationen mit Vorgelegen die lineare Bewegung nicht direkt auf den Getriebeabtrieb, sondern auf die Abtriebsseite des Vorgeleges bezieht. In diesem Falle wird die tatsächliche Abtriebsdrehzahl mit Hilfe der Vorgelegeübersetzung berechnet.

Es ist im Allgemeinen davon auszugehen, dass das Vorgelege, genau wie SEW-Getriebe, eine Übersetzung  $\geq 1$  hat. Somit wird das Drehmoment übersetzt und die Drehzahl unterstellt.

$$n_G = n_V \times i_V$$

18014418020517899

$n_G$  = Abtriebsdrehzahl des Getriebes

$[n_G] = \text{min}^{-1}$

$n_V$  = Abtriebsdrehzahl des Vorgeleges

$[n_V] = \text{min}^{-1}$

$i_V$  = Vorgelegeübersetzung

$[i_V] = 1$

#### 4.2.2 Übersetzungsanforderung

Für die spätere Auswahl des Getriebes ist neben der Abtriebsdrehzahl auch die Getriebeübersetzung interessant. Die Getriebeübersetzung lässt sich aus der zu erwartenden Motordrehzahl und der zuvor berechneten Abtriebsdrehzahl des Getriebes abschätzen.

Berechnung der idealen Getriebeübersetzung:

$$i_{G\_id} = \frac{n_{Mot}}{n_G}$$

18014418020520587

$i_{G\_id}$  = Berechnete ideale Getriebeübersetzung

[ $i_{G\_id}$ ] = 1

$n_{Mot}$  = Motordrehzahl

[ $n_{Mot}$ ] = min<sup>-1</sup>

$n_G$  = Abtriebsdrehzahl des Getriebes

[ $n_G$ ] = min<sup>-1</sup>

Die hier einzusetzende Motordrehzahl richtet sich nach der Polpaarzahl des Motors und bei Umrichterbetrieb zusätzlich nach der zugrunde liegenden Spannungs-Frequenz-Kennlinie (z. B. 50 Hz oder 87 Hz). Da die Motorgröße zu diesem Zeitpunkt der Antriebsauswahl noch nicht feststeht, können zur Orientierung typische Werte für verschiedene Motoren folgender Tabelle entnommen werden.

Motor	Typische Motordrehzahl $n_{Mot}$
2-polig (50 Hz)	2900 min <sup>-1</sup>
4-polig (50 Hz)	1450 min <sup>-1</sup>
4-polig (87 Hz)	2550 min <sup>-1</sup>
6-polig (50 Hz)	950 min <sup>-1</sup>

### 4.3 Kräfte und Drehmomente

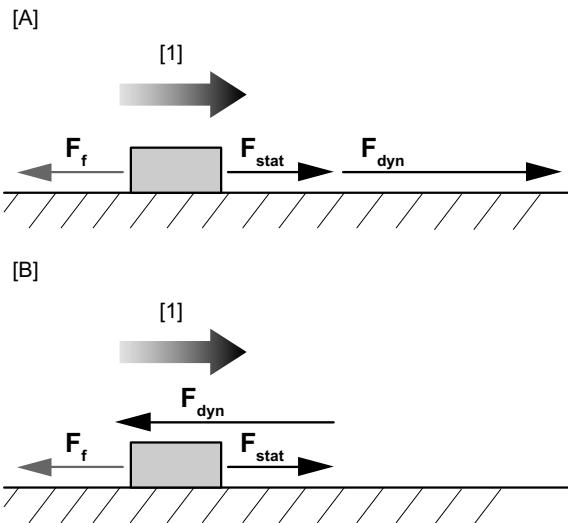
Im nächsten Schritt werden die für die Bewegung der Applikation benötigten Kräfte berechnet. Die Berechnung der Kräfte ist ein wesentlicher Schritt bei der Projektierung und hat erheblichen Einfluss auf die zu wählende Größe des Antriebs.

Wie im Fahrdiagramm (siehe Abschnitt "Fahrdynamik" (→ 23)) angedeutet, gibt es 2 Bewegungszustände: statisch und dynamisch. Jedem dieser Zustände liegt eine andere Kraftsituation zu Grunde. Statische Kräfte wirken in allen Fahrabschnitten, dynamische Kräfte wirken ausschließlich in Fahrabschnitten mit veränderlicher Geschwindigkeit ( $a \neq 0$ ).

Bei der Projektierung wird immer dann von einer statischen Kraft  $F_{stat}$  gesprochen, wenn diese die natürlich auftretenden Kräfte wie Reibung und Gravitation gerade kompensiert und damit ein Kräftegleichgewicht herstellt. Die dynamische Kraft  $F_{dyn}$  ist die Kraftkomponente, die der Antrieb zusätzlich zur statischen Kraft für die Beschleunigung oder Verzögerung der Applikation aufbringen muss.

### 4.3.1 Kräfte für horizontale Bewegung

Die folgende Abbildung zeigt beispielhaft Kräfte für eine horizontale Bewegung in Abhängigkeit der Bewegungsrichtung. Dabei stellen die grauen Pfeile die applikationsseitige Belastung und die schwarzen Pfeile die vom Antrieb aufzubringenden oder aufzunehmenden Kräfte dar.



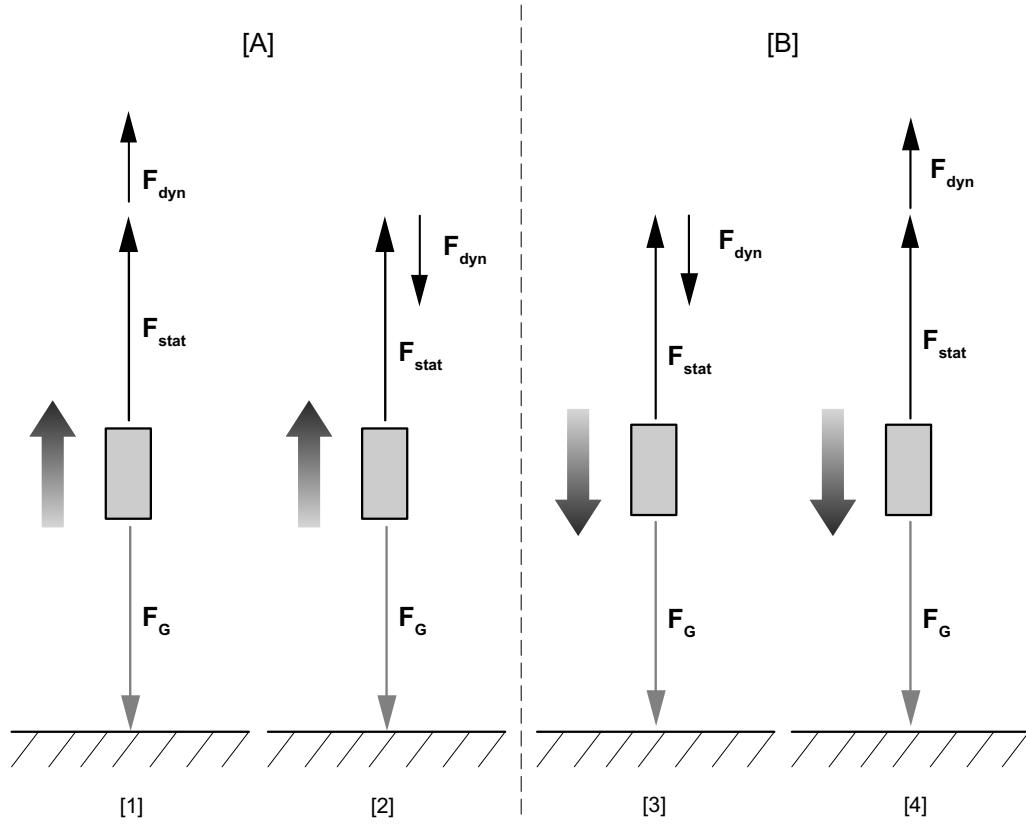
18014418020523275

- [A] Beschleunigung
- [B] Verzögerung
- [1] Bewegungsrichtung
- $F_f$  Reibungskraft
- $F_{stat}$  Statische Kraft:  
 $F_{stat} > 0$
- $F_{dyn}$  Dynamische Kraft:
  - $F_{dyn} > 0$  (Beschleunigung)
  - $F_{dyn} < 0$  (Verzögerung)

Die Bewegungsrichtung wird als Bezugssystem für die Vorzeichen der auftretenden Kräfte festgelegt (siehe Kapitel "Betrachtung der Grundbewegungen und Größendefinitionen" (→ 21)). Deshalb ist es für den Betrag der vom Antrieb aufzubringenden oder aufzunehmenden Gesamtkraft irrelevant, ob die Applikation horizontal vorwärts oder rückwärts bewegt wird. Die statische Kraft und die dynamische Kraft sind bei Applikationen mit horizontaler Bewegungsrichtung während der Beschleunigung immer positiv. Beim Verzögern ist die dynamische Kraft immer negativ. Die Reibungskräfte wirken der Bewegung immer entgegen und sind negativ.

### 4.3.2 Kräfte für vertikale Bewegung

Die folgende Abbildung zeigt Kräfte beispielhaft für eine vertikale Bewegung in Abhängigkeit der Bewegungsrichtung. Dabei stellen die grauen Pfeile die applikationsseitige Belastung und die schwarzen Pfeile die vom Antrieb aufzubringende oder aufzunehmende Kraft dar.



- [A] Bewegungsrichtung aufwärts
- [B] Bewegungsrichtung abwärts
- [1] Beschleunigung aufwärts ( $F_{stat} > 0, F_{dyn} > 0$ )
- [2] Verzögerung aufwärts ( $F_{stat} > 0, F_{dyn} < 0$ )
- [3] Beschleunigung abwärts ( $F_{stat} < 0, F_{dyn} > 0$ )
- [4] Verzögerung abwärts ( $F_{stat} < 0, F_{dyn} < 0$ )
- $F_{stat}$  Statische Kraft
- $F_{dyn}$  Dynamische Kraft
- $F_G$  Erdanziehungskraft

Bei einer Hubapplikation, also einer Applikation mit vertikaler Bewegungsrichtung, wirkt die Erdanziehungskraft unabhängig von der Bewegungsrichtung immer nach unten. Die zur Kompensation erforderliche statische Kraft wirkt immer nach oben und ändert bei Umkehr der Bewegungsrichtung von aufwärts nach abwärts ihr Vorzeichen. Beachten Sie dazu das Kapitel "Konventionen zur Berechnung bei SEW-EURODRIVE" (→ 18).

Die dynamische Kraft zur Beschleunigung der Applikation ist weiterhin positiv. Für die Verzögerung ist die dynamische Kraft negativ. Die Reibung in Führungen kann bei Hubapplikationen meist vernachlässigt werden.

Um die vom Antrieb aufzubringende oder aufzunehmende resultierende Kraft in dynamischen Fahrabschnitten zu berechnen, wird die dynamische Kraft analog zur horizontalen Bewegung zur statischen Kraft addiert oder subtrahiert. Dabei sind die Vorzeichen zu beachten.

Die statische Kraft wird bei Aufwärtsfahrt:

- bei Beschleunigung um den dynamischen Kraftbetrag erhöht:

$$F_{\text{tot}} = F_{\text{stat}} + F_{\text{dyn}}$$

- bei Verzögerung um den dynamischen Kraftbetrag verringert:

$$F_{\text{tot}} = F_{\text{stat}} - F_{\text{dyn}}$$

Die statische Kraft wird bei Abwärtsfahrt:

- bei Beschleunigung um den dynamischen Kraftbetrag erhöht:

$$F_{\text{tot}} = -F_{\text{stat}} + F_{\text{dyn}}$$

- bei Verzögerung um den dynamischen Kraftbetrag verringert:

$$F_{\text{tot}} = -F_{\text{stat}} - F_{\text{dyn}}$$

## HINWEIS



Beachten Sie, dass in vielen Anwendungen mit 2 Motordrehrichtungen gearbeitet wird. Deshalb kann ein gemessenes Drehmoment gegenüber dem berechneten Drehmoment ein anderes Vorzeichen haben.

### 4.3.3 Statische Kräfte

Generell wird zwischen 2 Arten von statischen Kräften unterschieden. Dies sind zum einen die statischen Kräfte, die zum Überwinden von Reibung und Fahrwiderstand in Fahrapplikationen und Drehapplikationen mit horizontalem Bewegungsanteil wirken. Zum anderen ist das die Kraft, die zur Kompensation der Erdanziehungskraft bei Hubbewegungen wirkt.

#### Reibungskraft/Fahrwiderstandskraft

Jede Art von Bewegung eines Körpers wird an den Berührungs punkten zu anderen Körpern oder Medien durch Reibungskräfte gehemmt. Es handelt sich hier maßgeblich um Haft- oder Gleitreibungskräfte. Die Gleitreibungskraft wird durch einen Koeffizienten beschrieben, wohingegen Lagerreibung, Rollreibung und Spurreibung bei gleichzeitigem Auftreten in einer Formel zusammengefasst werden können. Die verschiedenen Reibungskräfte werden hierfür addiert, siehe Beispiel im Kapitel "Gleichzeitiges Auftreten von Lager-, Roll- und Spurreibung" (→ 34).

#### Haft- und Gleitreibungskraft

Haft- und Gleitreibungskräfte treten an den Kontaktflächen von Festkörpern auf, die aneinander haften oder entlang gleiten.

Mit der Haftreibungskraft wird die statische Kraft berechnet, die erforderlich ist, um die Applikation aus der Ruhelage in Bewegung zu versetzen. Die Gleitreibungskraft beschreibt die Kraft, die während der Bewegung zu überwinden ist. Zur Berechnung der Reibungskräfte sind Reibungskoeffizienten erforderlich, die experimentell bestimmt, aus entsprechenden Tabellenbüchern entnommen oder aus Anwendervorgaben abgeleitet werden. Eine Übersicht über einige Reibungskoeffizienten findet sich im Tabellenanhang im Kapitel "Reibwerte verschiedener Werkstoffpaarungen" (→ 128).

Die Reibungskraft ist neben dem Reibungskoeffizienten  $\mu$  auch von der Normalkraft  $F_N$  abhängig. Bei der Normalkraft  $F_N$  handelt es sich um die Kraft, mit der die Festkörper aneinander gedrückt werden.

Haft- oder Gleitreibungskraft für horizontale Bewegung:

$$F_f = F_N \times \mu = m \times g \times \mu$$

18014418020529547

$F_f$  = Reibungskraft

[ $F_f$ ] = N

$F_N$  = Normalkraft

[ $F_N$ ] = N

$\mu$  = Reibungskoeffizient

[ $\mu$ ] = 1

$m$  = Masse

[ $m$ ] = kg

$g$  = Erdbeschleunigung (9.81 m s<sup>-2</sup>)

[ $g$ ] = m s<sup>-2</sup>

Bei Applikationen mit ausgeprägter Gleitreibung ist abzuwägen, ob die Haftreibungs-kraft beim Anfahren so groß ist, dass sie bei der Berechnung berücksichtigt werden muss.

Eine exakte Bestimmung der Reibungskoeffizienten ist grundsätzlich schwierig, da diese stark von Schmierung und Verschmutzungsgrad der Kontaktflächen abhängig sind.

Die Normalkraft  $F_N$  entspricht in Applikationen mit horizontaler Bewegungsrichtung der Erdanziehungskraft. Bei einer schiefen Ebene wird zusätzlich der Neigungswinkel zur Horizontalen berücksichtigt, der die Erdanziehungskraft in eine Normalkraft und zu-sätzlich in die Hangabtriebskraft aufteilt (siehe Kapitel "Erdanziehungskraft/Hangab-triebskraft" (→ 35)).

Normalkraft in der Horizontalen:

$$F_N = m \times g$$

18014418020531211

Normalkraft an der schiefen Ebene:

$$F_N = m \times g \times \cos \beta$$

18014418020532875

$F_N$  = Normalkraft

[ $F_N$ ] = N

$m$  = Masse

[ $m$ ] = kg

$g$  = Erdbeschleunigung (9.81 m s<sup>-2</sup>)

[ $g$ ] = m s<sup>-2</sup>

$\beta$  = Neigungswinkel zur Horizontalen

[ $\beta$ ] = ° oder rad

### Lagerreibungskraft

Die Lagerreibungskraft wirkt beim Abrollen der Wälzkörper in einem Wälzlagern oder beim Entlanggleiten von Wellenzapfen und Lagerschale in einem Gleitlager.

Die Lagerreibung wird durch den Lagerreibungskoeffizienten  $\mu_{f,b}$  des jeweiligen Lager-typs (siehe Tabellenanhang "Lagerreibwerte" (→ 128)) und der Normalkraft be-stimmt.

$$F_{f\_b} = F_N \times \mu_{f\_b} = m \times g \times \mu_{f\_b}$$

18014418020539915

$F_{f,b}$  = Lagerreibungskraft

[ $F_{f,b}$ ] = N

$F_N$  = Normalkraft

[ $F_N$ ] = N

$\mu_{f,b}$  = Lagerreibungskoeffizient

[ $\mu_{f,b}$ ] = 1

$m$  = Masse

[ $m$ ] = kg

$g$  = Erdbeschleunigung (9.81 m s<sup>-2</sup>)

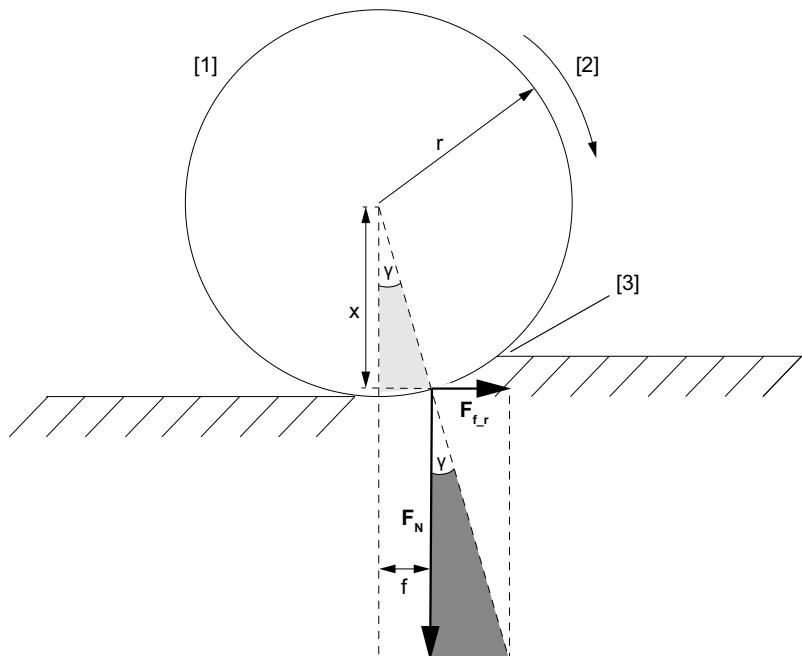
[ $g$ ] = m s<sup>-2</sup>

***Rollreibungskraft***

Die Rollreibungskraft wirkt beim Abrollen eines Körpers auf einer Oberfläche.

Beim Abrollen werden das Rad, der Untergrund oder beide elastisch verformt, wodurch die Bewegung durch Gleitreibungs- und Walkanteile gehemmt wird. Die Ausprägung der elastischen Verformung ist unter anderem von der Werkstoffpaarung abhängig und wird durch ein zugehöriges geometrisches Maß, den Hebelarm der Rollreibung  $f$ , beschrieben.

Die Formel für die Berechnung der Rollreibungskraft kann mit Hilfe der geometrischen Zusammenhänge aus folgender Abbildung hergeleitet werden.



23203685259

- [1] Rad
- [2] Drehrichtung
- [3] Elastische Verformung des Untergrunds
- $F_{f,r}$  Rollreibungskraft
- $F_N$  Normalkraft
- $f$  Hebelarm der Rollreibung
- $r$  Radius
- $x$  Ankathete
- $\gamma$  Reibungswinkel

Dem dunkelgrau hinterlegten Dreieck ist zu entnehmen, dass das Verhältnis von Rollreibungskraft  $F_{f,r}$  und Normalkraft  $F_N$  gleich dem Tangens des Reibungswinkels  $\gamma$  ist. Ebenso ist anhand des hellgrau hinterlegten Dreiecks zu erkennen, dass der Tangens von  $\gamma$  für kleine Werte des Hebelarms der Rollreibung  $f$  näherungsweise durch das Verhältnis aus  $f$  und dem Radius  $r$  gebildet werden kann. Die dabei verwendete Näherung setzt voraus, dass der Reibungswinkel  $\gamma$  klein ist, damit die Ankathete  $x$  ungefähr dem Radius  $r$  entspricht. Das Gleichsetzen der beiden Zusammenhänge führt zur Formel der Rollreibungskraft.

**Herleitung Rollreibungskraft:**

$$\tan \gamma = \frac{F_{f\_r}}{F_N} = \frac{f}{x}$$

für  $f \ll r$  gilt  $x \approx r$

$$\tan \gamma \approx \frac{f}{r}$$

Gleichsetzen mit  $x = r$  und Auflösen nach  $F_{f\_r}$  ergibt die Rollreibungskraft:

$$F_{f\_r} = F_N \times \frac{f}{r} = F_N \times \mu_{f\_r} = m \times g \times \frac{2f}{d}$$

18014418020535563

$F_{f\_r}$  = Rollreibungskraft

$[F_{f\_r}]$  = N

$F_N$  = Normalkraft

$[F_N]$  = N

$\mu_{f\_r}$  = Rollreibungskoeffizient

$[\mu_{f\_r}]$  = 1

$f$  = Hebelarm der Rollreibung

$[f]$  = mm

$r$  = Radius

$[r]$  = mm

$d$  = Raddurchmesser

$[d]$  = mm

$m$  = Bewegte Masse

$[m]$  = kg

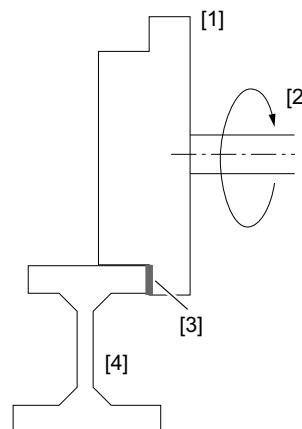
$g$  = Erdbeschleunigung (9.81 m s<sup>-2</sup>)

$[g]$  = m s<sup>-2</sup>

Wenn der Hebelarm der Rollreibung  $f$  ins Verhältnis zum Radius des Rads gesetzt wird, entspricht der daraus ermittelte Koeffizient näherungsweise einem Reibungskoeffizienten  $\mu_{f\_r}$  für Rollreibung. Gängige Werte für den Hebelarm der Rollreibung verschiedener Werkstoffpaarungen finden sich im Tabellenanhang im Kapitel "Rollreibung (Hebelarm der Rollreibung)" (→ 129).

**Spurreibungskraft**

In verschiedenen Applikationen werden Rollen und Räder durch Schienen geführt. Dabei kann seitlich zwischen dem Rad und der Führungsschiene Spurreibung auftreten.



23203439883

- [1] Rad
- [2] Drehrichtung
- [3] Spurreibfläche
- [4] Führungsschiene

Spurreibungskraft:

$$F_{f\_t} = F_N \times c = m \times g \times c$$

18014418020542603

$F_{f\_t}$  = Spurreibungskraft

$[F_{f\_t}]$  = N

$F_N$  = Normalkraft

$[F_N]$  = N

$c$  = Spurreibungskoeffizient

$[c]$  = 1

$m$  = Masse

$[m]$  = kg

$g$  = Erdbeschleunigung ( $9.81 \text{ m s}^{-2}$ )

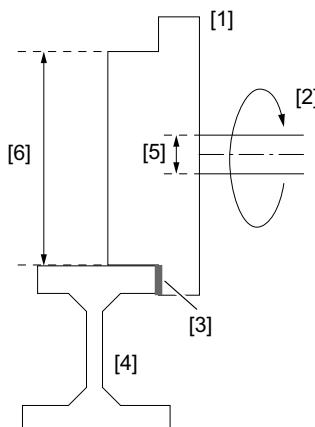
$[g]$  =  $\text{m s}^{-2}$

Im Tabellenanhang "Beiwerte für Spur- und Seitenreibung" (→ 128) finden sich Erfahrungswerte für den Spurreibungskoeffizient  $c$ , die wie ein Reibungskoeffizient in die Rechnung eingehen.

#### Gleichzeitiges Auftreten von Lager-, Roll- und Spurreibung

Wenn in einer Verfahrapplikation Lagerreibung, Rollreibung und Spurreibung am Rad gleichzeitig auftreten, können alle auftretenden Reibungskräfte zu einer Fahrwiderstandskraft addiert werden. Sämtliche Reibungskräfte können in einer Formel aus Normalkraft und Gesamtreibungscoefficient zusammengefasst werden.

Bei der Berechnung muss berücksichtigt werden, dass die auftretenden Reibungskräfte an verschiedenen Stellen des Rads angreifen. Die Lagerreibungskraft beispielsweise bezieht sich nicht auf den Raddurchmesser  $d$ , sondern auf den Lagerdurchmesser  $d_b$ .



24554503435

- [1] Rad
- [2] Drehrichtung
- [3] Spurreibfläche
- [4] Führungsschiene
- [5] Lagerdurchmesser  $d_b$
- [6] Raddurchmesser  $d$

Die Fahrwiderstandskraft lässt sich über die Addition aller Reibdrehmomente herleiten. Dazu werden alle Kräfte auf einen gemeinsamen Hebelarm  $r$  bezogen.

Berechnung der Fahrwiderstandskraft:

$$\begin{aligned} M_{tr} &= M_{f\_b} + M_{f\_r} + M_{f\_t} \\ F_{tr} \times r &= F_{f\_b} \times r_b + F_{f\_r} \times r + F_{f\_t} \times r \end{aligned}$$

23688557835

Division durch den gemeinsamen Hebelarm r ergibt:

$$\begin{aligned}
 F_{tr} &= F_{f\_b} \times \frac{r_b}{r} + F_{f\_r} + F_{f\_t} \\
 &= F_{f\_b} \times \frac{d_b}{d} + F_{f\_r} + F_{f\_t} \\
 &= F_N \times \mu_{f\_b} \times \frac{d_b}{d} + F_N \times \frac{2f}{d} + F_N \times c \\
 F_{tr} &= F_N \times \left( \frac{2}{d} \times \left( \mu_{f\_b} \times \frac{d_b}{2} + f \right) + c \right) = m \times g \times \mu_{tr}
 \end{aligned}$$

23203212171

$M_{tr}$	= Fahrwiderstandsdrehmoment	$[M_{tr}] = \text{Nm}$
$M_{f\_b}$	= Lagerreibungsdrehmoment	$[M_{f\_b}] = \text{Nm}$
$M_{f\_r}$	= Rollreibungsdrehmoment	$[M_{f\_r}] = \text{Nm}$
$M_{f\_t}$	= Spurreibungsdrehmoment	$[M_{f\_t}] = \text{Nm}$
$r_b$	= Lagerradius	$[r_b] = \text{mm}$
$r$	= Radius (hier: gemeinsamer Hebelarm, auf den sich alle Kräfte beziehen)	$[r] = \text{mm}$
$F_{tr}$	= Fahrwiderstandskraft	$[F_{tr}] = \text{N}$
$F_{f\_b}$	= Lagerreibungskraft	$[F_{f\_b}] = \text{N}$
$F_{f\_r}$	= Rollreibungskraft	$[F_{f\_r}] = \text{N}$
$F_{f\_t}$	= Spurreibungskraft	$[F_{f\_t}] = \text{N}$
$F_N$	= Normalkraft	$[F_N] = \text{N}$
$\mu_{f\_b}$	= Lagerreibungskoeffizient	$[\mu_{f\_b}] = 1$
$d_b$	= Lagerdurchmesser	$[d_b] = \text{mm}$
$d$	= Raddurchmesser	$[d] = \text{mm}$
$f$	= Hebelarm der Rollreibung	$[f] = \text{mm}$
$c$	= Spurreibungskoeffizient	$[c] = 1$
$m$	= Masse	$[m] = \text{kg}$
$g$	= Erdbeschleunigung ( $9.81 \text{ m s}^{-2}$ )	$[g] = \text{m s}^{-2}$
$\mu_{tr}$	= Gesamtreibungskoeffizient des Fahrwiderstands	$[\mu_{tr}] = 1$

Alle hier aufgeführten Reibungsarten werden für die Berechnung als geschwindigkeitsunabhängig angenommen. Es sind typische Reibungskräfte, die bei Standardapplikationen, z. B. in der Fördertechnik, auftreten.

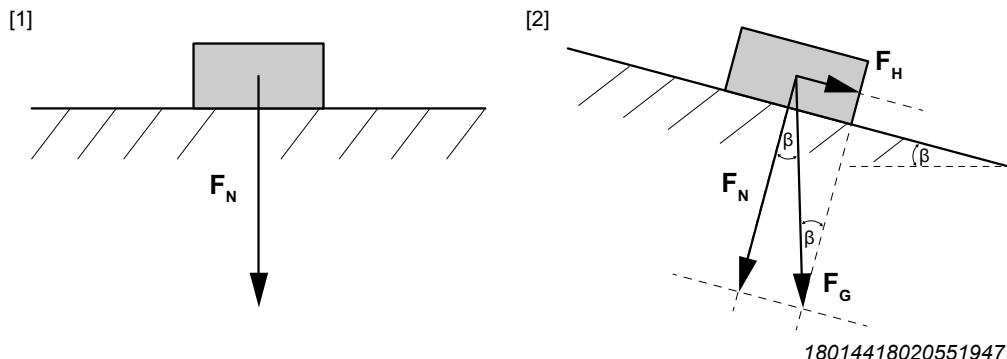
Zu geschwindigkeits- oder drehzahlabhängigen Reibungsarten zählt zum Beispiel die viskose Reibung bei Rührern oder Mischern, die hier nicht näher behandelt wird.

### Erdanziehungskraft/Hangabtriebskraft

Wenn die Bewegung der Applikation schräg oder vertikal erfolgt, dann trägt die Erdanziehungskraft auf die zu bewegende Masse maßgeblich zu den zu überwindenden Kräften bei. Bei einer rein vertikalen Hubbewegung können die Reibungskräfte im Vergleich zur Erdanziehungskraft meist vernachlässigt werden (siehe Abbildung im Abschnitt "Kräfte für vertikale Bewegung" (→ Bild 29)).

Bei Bewegungen an der schiefen Ebene wird die für ein Kräftegleichgewicht aufzubringende statische Kraft aus Hangabtriebskraft und Reibungskraft berechnet.

Zur Berechnung der Hangabtriebskraft wird die Erdanziehungskraft in die Komponenten senkrecht und entlang der schiefen Ebene aufgeteilt. Normalkraft und Hangabtriebskraft sind in der folgenden Abbildung dargestellt.



18014418020551947

[1] Normalkraft  $F_N$  bei horizontaler Bewegung

[2] Aufteilung der Erdanziehungskraft  $F_G$  an der schießen Ebene in Normalkraft  $F_N$  und Hangabtriebskraft  $F_H$

Erdanziehungskraft:

$$F_G = m \times g$$

18014418020548619

Hangabtriebskraft:

$$F_H = m \times g \times \sin \beta$$

18014418020550283

$F_G$  = Erdanziehungskraft

[ $F_G$ ] = N

m = Masse

[m] = kg

g = Erdbeschleunigung

[g] = m s<sup>-2</sup>

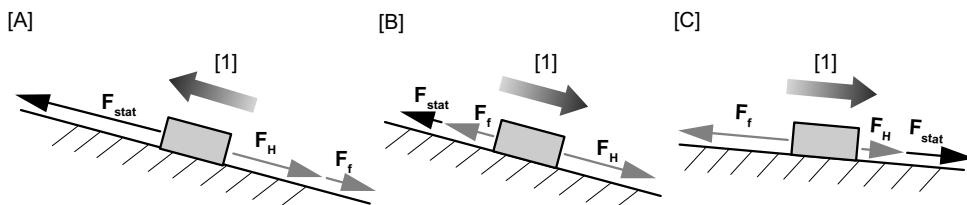
$F_H$  = Hangabtriebskraft

[ $F_H$ ] = N

$\beta$  = Neigungswinkel zur Horizontalen

[ $\beta$ ] = ° oder rad

Wichtig dabei ist, dass die Richtung der Hangabtriebskraft, unabhängig von Auf- oder Abwärtsbewegung, immer entlang der schießen Ebene nach unten zeigt, während die Reibungskraft immer entgegen der Bewegungsrichtung wirkt. Die für das Kräftegleichgewicht aufzubringende statische Kraft wirkt der resultierenden Kraft aus Hangabtriebs- und Reibungskraft entgegen. Die Richtung der resultierenden statischen Kraft hängt davon ab, welcher der beiden Anteile größer ist. Dabei stellen die grauen Pfeile die applikationsseitige Belastung und der schwarze Pfeil die vom Antrieb aufzubringende Kraft dar.



18014418020554123

[A] Statische Kräfte für Aufwärtsfahrt an der schießen Ebene

[B] Statische Kräfte für Abwärtsfahrt an der schießen Ebene mit  $F_H > F_f$

[C] Statische Kräfte für Abwärtsfahrt an der schießen Ebene mit  $F_H < F_f$

[1] Bewegungsrichtung

$F_{stat}$  Statistische Kraft

$F_H$  Hangabtriebskraft

$F_f$  Reibungskraft

#### 4.3.4 Dynamische Kräfte

Die dynamische Kraft zur Beschleunigung der Applikation berechnet sich aus der zu bewegenden Masse und dem gewünschten Beschleunigungswert. Für Drehbewegungen ergibt sich statt einer linearen Beschleunigungskraft das erforderliche Beschleunigungsdrehmoment mit den entsprechenden Winkelgrößen.

Beschleunigungskraft:

$$F_{dyn} = m \times a$$

18014418020557323

Beschleunigungsdrehmoment:

$$M_{dyn} = J \times \alpha$$

18014418020558987

$F_{dyn}$  = Beschleunigungskraft

[ $F_{dyn}$ ] = N

m = Masse

[m] = kg

a = Beschleunigung

[a] = m s<sup>-2</sup>

$M_{dyn}$  = Beschleunigungsdrehmoment

[ $M_{dyn}$ ] = Nm

J = Massenträgheitsmoment

[J] = kgm<sup>2</sup>

$\alpha$  = Winkelbeschleunigung

[ $\alpha$ ] = s<sup>-2</sup>

Das Vorzeichen der dynamischen Kraft ist gemäß SEW-Konventionen (siehe "Konventionen zur Berechnung bei SEW-EURODRIVE" (→ 18)) beim Beschleunigen positiv, beim Verzögern jedoch negativ, also der Bewegung entgegengerichtet.

#### 4.4 Massenträgheitsmoment

Zur Berechnung der dynamischen Belastung wird bei rotativen Applikationen das Massenträgheitsmoment J benötigt.

Das Massenträgheitsmoment J berechnet sich bei Applikationen mit linearer Bewegungsrichtung aus der zu bewegenden Last und allen bewegten Übertragungselementen (z. B. Zahnriemen, Kettenrädern, Trommeln usw.).

Die Beschleunigung der Lastträger ist meist die dominierende Belastungsgröße. Die Beschleunigung von zusätzlichen Trägheiten wie z. B. Übertragungselementen ist im Vergleich dazu häufig vernachlässigbar. Bei hochdynamischen Applikationen müssen gegebenenfalls alle Massenträgheiten der Applikation berücksichtigt werden.

##### 4.4.1 Massenträgheitsmoment eines starren Körpers bei Rotation

Die Trägheit ist der Unwille eines Körpers, seinen Bewegungszustand zu ändern. Bei linearer Bewegung wird die Trägheit durch die Masse m des Körpers ausgedrückt. Wenn es sich um eine Rotationsbewegung handelt, dann heißt die entsprechende physikalische Größe Massenträgheitsmoment J. Das Massenträgheitsmoment ist der Widerstand eines starren Körpers gegen eine Änderung seiner Rotationsbewegung um die Drehachse.

Das Massenträgheitsmoment hängt von der Massenverteilung im Bezug zur Drehachse ab. Je größer der Abstand eines Massenelements zur Drehachse ist, desto größer ist dessen Einfluss auf das Massenträgheitsmoment. Die Masse selbst geht linear in die Berechnung des Massenträgheitsmoments ein, der Abstand quadratisch.

Bei charakteristischen geometrischen Körpern lässt sich das Massenträgheitsmoment  $J_{cg}$  mit einfachen Formeln berechnen. Formeln für häufig verwendete Körper mit festgelegten Drehachsen sind in folgender Tabelle zusammengefasst.

Körper	Lage der Drehachse	Symbol	Massenträgheitsmoment $J_{cg}$
Kreisring, dünn Hohlzylinder, dünnwandig	Senkrecht zur Kreisringebene		$J_{cg} = m \times r^2$
Vollzylinder	Längsachse		$J_{cg} = \frac{1}{2} \times m \times r^2$
Hohlzylinder, dickwandig	Längsachse		$J_{cg} = \frac{1}{2} \times m \times (r_1^2 + r_2^2)$
Kreisscheibe	Senkrecht zur Scheibenebene		$J_{cg} = \frac{1}{2} \times m \times r^2$
Kreisscheibe	Symmetriechse in der Scheibenebene		$J_{cg} = \frac{1}{4} \times m \times r^2$
Kugel	Durch den Mittelpunkt		$J_{cg} = \frac{2}{5} \times m \times r^2$
Kugelhülle, dünnwandig	Durch den Mittelpunkt		$J_{cg} = \frac{2}{3} \times m \times r^2$
Stab, dünn, mit Länge l	Senkrecht zur Stabmitte		$J_{cg} = \frac{1}{12} \times m \times l^2$
Quader, mit Kantenlängen b, c und d	Parallel zu Kante c (hier: Höhe)		$J_{cg} = \frac{1}{12} \times m \times (b^2 + d^2)$

- $J_{cg}$  = Massenträgheitsmoment des Körpers, bezogen auf eine durch den Schwerpunkt S gehende Drehachse  $[J_{cg}] = \text{kgm}^2$   
 m = Masse des Körpers  $[m] = \text{kg}$   
 r = Radius  $[r] = \text{m}$   
 $r_{1,2}$  = Innerer und äußerer Radius  $[r_{1,2}] = \text{m}$   
 l = Stablänge  $[l] = \text{m}$   
 b, c, d = Kantenlänge  $[b, c, d] = \text{m}$

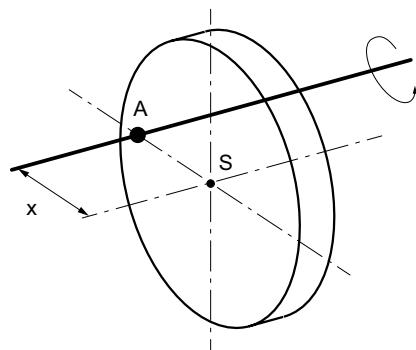
Wenn die Drehachse nicht durch den Schwerpunkt des Körpers geht, wird das Massenträgheitsmoment des Körpers um die Drehachse durch die Anwendung des Steinerschen Satzes bestimmt.

Das gesamte Massenträgheitsmoment bei einer parallel verschobenen Drehachse ist die Summe aus Eigenanteil  $J_{cg}$  (Massenträgheitsmoment des Körpers um eine Symmetriechse durch seinen Schwerpunkt) und Steinerschem Anteil (Erweiterung als Produkt aus der Masse des Körpers und des Abstands im Quadrat).

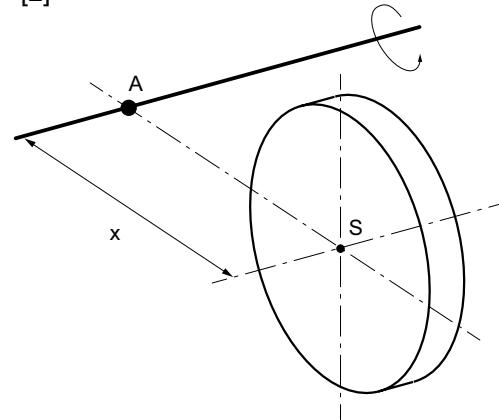
Die folgende Abbildung [1] zeigt einen geometrischen Körper, dessen Drehachse nicht durch den Schwerpunkt S, sondern durch den Punkt A geht. Die zur Schwerpunktachse parallele Drehachse muss dabei nicht innerhalb des Körpers liegen, siehe Abbildung [2].

In beiden Fällen ist der Steinersche Satz anzuwenden.

[1]



[2]



9007219039599243

Steinerscher Satz:

$$J = J_{cg} + m \times x^2$$

18014418020639627

$J$  = Massenträgheitsmoment des Körpers, bezogen auf eine Drehachse durch A  $[J] = \text{kgm}^2$

$J_{cg}$  = Massenträgheitsmoment des Körpers, bezogen auf eine durch den Schwerpunkt S gehende Drehachse  $[J_{cg}] = \text{kgm}^2$

$m$  = Masse des Körpers  $[m] = \text{kg}$

$x$  = Abstand beider parallel zueinander verlaufenden Achsen  $[x] = \text{m}$

Es gilt: Je größer der Abstand  $x$  der Achsen ist, desto mehr überwiegt der Steinersche Anteil. Der Eigenanteil des Massenträgheitsmoments des Körpers um seine eigene Schwerpunktachse kann bei ausreichend großem Abstand vernachlässigt werden. Der Körper verhält sich dann wie ein rotierender Massepunkt.

#### 4.4.2 Massenträgheitsmomente in einem Antriebsstrang

Für die Auswahl des Motors ist das Massenträgheitsverhältnis aus reduzierter Lastträgheit  $J_x$  zu Motoreigenträgheit  $J_{Mot}$  ausschlaggebend. Es beeinflusst unter anderem die Regelgüte bei geregelten Antrieben oder das Anlauf- und Bremsverhalten von Netzantrieben. Für einen Vergleich der Trägheitsmomente ist es erforderlich, beide Massenträgheitsmomente auf einen gemeinsamen Punkt zu beziehen. Generell wird die Motorwelle als Bezugspunkt gewählt.

Bei rotativen Applikationen, wie Drehtischen oder Eckumsetzern, kann das gesamte Massenträgheitsmoment der bewegten Last durch Zerlegung in einfache geometrische Formen näherungsweise berechnet werden. So kann ein Drehtisch zum Beispiel als Zylinder angenähert werden, die Werkstücke auf dem Tisch evtl. als Quader, die mit dem Steinerschen Satz auf die Rotationsachse des Drehtisches bezogen werden.

#### Trägheitsreduzierung rotativer Bewegungen

Das Massenträgheitsmoment der Last wird im Folgenden auf die Motorwelle umgerechnet, indem es durch das Quadrat der Gesamtübersetzung dividiert wird.

Massenträgheitsmoment der Last reduziert auf die Motorwelle:

$$J_x = \frac{J}{i_{tot}^2} = J \times \left( \frac{n_L}{n_{Mot}} \right)^2$$

18014418020642315

$J_x$	= Massenträgheitsmoment der Last reduziert auf die Motorwelle	$[J_x] = \text{kgm}^2$
$J$	= Massenträgheitsmoment der Last	$[J] = \text{kgm}^2$
$i_{tot}$	= Gesamtübersetzung zwischen Applikation und Motor	$[i_{tot}] = 1$
$n_L$	= Drehzahl der Applikation	$[n] = \text{min}^{-1}$
$n_{Mot}$	= Motordrehzahl	$[n_{Mot}] = \text{min}^{-1}$

### Herleitung der Trägheitsreduzierung rotativer Bewegung

Die Trägheitsreduzierung lässt sich mathematisch über die Erhaltung der Rotationsenergie herleiten. Dabei wird zur Vereinfachung von einer Applikation ohne Vorgelege ausgegangen. Wenn ein Vorgelege vorhanden ist, geht dessen Übersetzung in die Gesamtübersetzung ein.

Einfluss der Übersetzung auf das Massenträgheitsmoment:

$$\begin{aligned} E_{rot} &= E_{rot\_x} \\ \frac{1}{2} J \times \omega_G^2 &= \frac{1}{2} J_x \times \omega_{Mot}^2 \\ J_x &= J \times \frac{\omega_G^2}{\omega_{Mot}^2} = J \times \left( \frac{\omega_G}{\omega_{Mot}} \right)^2 = J \times \left( \frac{n_G}{n_{Mot}} \right)^2 \end{aligned}$$

18014418020643979

Mit  $i_G = \frac{n_{Mot}}{n_G}$  oder  $\frac{n_G}{n_{Mot}} = \frac{1}{i_G}$  folgt:

$$\begin{aligned} J_x &= J \times \left( \frac{1}{i_G} \right)^2 \\ J_x &= \frac{J}{i_G^2} \end{aligned}$$

18014418020647307

$E_{rot}$	= Rotationsenergie der Last	$[E_{rot}] = J$
$E_{rot\_x}$	= Rotationsenergie der Last reduziert auf die Motorwelle	$[E_{rot\_x}] = J$
$J$	= Massenträgheitsmoment der Last	$[J] = \text{kgm}^2$
$\omega_G$	= Winkelgeschwindigkeit am Getriebeabtrieb	$[\omega_G] = \text{s}^{-1}$
$J_x$	= Massenträgheitsmoment der Last reduziert auf die Motorwelle	$[J_x] = \text{kgm}^2$
$\omega_{Mot}$	= Winkelgeschwindigkeit am Motor	$[\omega_{Mot}] = \text{s}^{-1}$
$n_G$	= Abtriebsdrehzahl des Getriebes	$[n_G] = \text{min}^{-1}$
$n_{Mot}$	= Motordrehzahl	$[n_{Mot}] = \text{min}^{-1}$
$i_G$	= Getriebeübersetzung	$[i_G] = 1$

### Trägheitsreduzierung linearer Bewegung

In Applikationen mit linearer Verfahrbewegung wirkt sich die linear bewegte Masse, abhängig vom Radius des Übertragungselements, als Massenträgheitsmoment  $J$  an der Abtriebswelle aus. Dabei wirkt die linear bewegte Masse ohne Einfluss ihrer Geometrie wie eine punktförmige Masse mit Abstand  $r$  zum Drehpunkt.

Daraus kann eine Formel für das auf die Motorwelle reduzierte Massenträgheitsmoment der linear bewegten Masse hergeleitet werden. Dieses reduzierte Massenträgheitsmoment ist nur abhängig von der linearen Geschwindigkeit, der bewegten Masse und der Motordrehzahl.

Linear bewegte Masse als Massenträgheitsmoment:

$$\text{mit } v = \omega \times r \quad \text{oder} \quad r = \frac{v}{\omega} \quad \text{folgt:}$$

$$\begin{aligned} J &= m \times r^2 = m \times \left( \frac{v}{\omega} \right)^2 = m \times \left( \frac{v}{\frac{2\pi \times n}{60}} \right)^2 = \left( \frac{60}{2\pi} \right)^2 \times m \times \left( \frac{v}{n} \right)^2 \\ &\approx 91.2 \times m \times \left( \frac{v}{n} \right)^2 \end{aligned}$$

18014418020657291

Einsetzen von  $n_{Mot}$  ergibt  $J_x$ :

$$J_x \approx 91.2 \times m \times \left( \frac{v}{n_{Mot}} \right)^2$$

18014418020660619

$v$	= Geschwindigkeit der Applikation	$[v] = \text{m s}^{-1}$
$\omega$	= Winkelgeschwindigkeit	$[\omega] = \text{s}^{-1}$
$r$	= Radius	$[r] = \text{mm}$
$J$	= Massenträgheitsmoment der Last	$[J] = \text{kgm}^2$
$m$	= Bewegte Masse	$[m] = \text{kg}$
$n$	= Drehzahl	$[n] = \text{min}^{-1}$
$J_x$	= Massenträgheitsmoment der Last reduziert auf die Motorwelle	$[J_x] = \text{kgm}^2$
$n_{Mot}$	= Motordrehzahl	$[n_{Mot}] = \text{min}^{-1}$

### Trägheitsreduzierung am Spindelantrieb

Ausgehend von der Trägheitsreduzierung linearer Bewegungen kann das auf die Motorwelle reduzierte Massenträgheitsmoment auch in Abhängigkeit der Spindelsteigung angegeben werden:

$$J_x \approx m \times \left( \frac{p}{2000 \times \pi} \right)^2$$

25268935563

$J_x$	= Massenträgheitsmoment der Last reduziert auf die Motorwelle	$[J_x] = \text{kgm}^2$
$m$	= Bewegte Masse	$[m] = \text{kg}$
$p$	= Spindelsteigung	$[p] = \text{mm}$

Weitere Informationen können dem Kapitel "Sonderfall Spindelantrieb" ( $\rightarrow$  46) entnommen werden.

## 4.5 Wirkungsgrad

Der Wirkungsgrad beschreibt die Effektivität der Energieübertragung in einer Arbeitsmaschine als dimensionsloses Verhältnis der ausgangsseitig nutzbaren Leistung  $P_2$  zur eingangsseitig zugeführten Leistung  $P_1$ . Der Wirkungsgrad hat immer einen Wert kleiner 1.

Die Differenz dieser Leistungen sind Verluste, die in jedem elektrischen oder mechanischen System entstehen, beispielsweise durch ohmsche Widerstände von Bauteilen in einem Stromkreis oder durch Reibung zwischen mechanischen Komponenten. Die verschiedenen innerhalb eines Systems auftretenden Verluste werden größtenteils in Wärme umgewandelt und an die Umgebung abgegeben.

Definition Wirkungsgrad:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1}$$

18014418020663307

$\eta$  = Wirkungsgrad

[ $\eta$ ] = 1

$P_2$  = Abgegebene oder nutzbare Leistung

[ $P_2$ ] = W

$P_1$  = Zugeführte Leistung

[ $P_1$ ] = W

Im weiteren Projektierungsablauf werden folgende Wirkungsgrade betrachtet:

- Applikation und Vorgelege
- Getriebe
- Motor
- Frequenzumrichter

### 4.5.1 Applikation und Vorgelege

Im Zusammenspiel der mechanischen Übertragungselemente innerhalb einer Applikation entstehen Verluste, die als verschiedene Wirkungsgrade in die Berechnung eingehen. Die Wirkungsgrade der mechanischen Übertragungselemente lassen sich aus Datenblättern der Hersteller entnehmen, empirisch ermitteln oder sie gehen aus Kundeninformationen hervor. Werte für verschiedene Übertragungselemente sind im tabellarischen Anhang "Wirkungsgrade von Übertragungselementen" (→ 127) zu finden.

Alle lastseitig auftretenden Wirkungsgrade werden multipliziert und für die folgenden Berechnungen in einem Lastwirkungsgrad  $\eta_L$  zusammengefasst.

### 4.5.2 Getriebe

Bei Getrieben wird im Wesentlichen zwischen 2 Arten von Verlusten unterschieden:

- Verzahnungsverluste
- Planschverluste

#### Verzahnungsverluste

Verzahnungsverluste können in Abhängigkeit des Getriebetyps für R-, F- und K-Getriebe der Baureihe 7 mit Reduzierung des eintreibenden Drehmoments von 1.5 – 2 % pro Getriebestufe näherungsweise angesetzt werden. Ausführliche Informationen sind in den Produktkatalogen oder den entsprechenden Engineering-Tools aufgeführt.

Da bei S- und W-Getrieben der Wirkungsgrad besonders von Übersetzung und Motor-drehzahl abhängig ist, muss der Getriebewirkungsgrad im Einzelfall ermittelt werden. Aufgrund der temperaturabhängigen Viskosität des Getriebeöls kann der Wirkungsgrad  $\eta$  während der Warmlaufphase zusätzlich reduziert sein.

Bei rücktreibenden Drehmomenten an der Abtriebswelle von Schnecken- und SPIROPLAN®-Getrieben gilt der rücktreibende Wirkungsgrad  $\eta'_G = 2 - 1/\eta$ . Bei  $\eta_G \leq 0.5$  kann das zu Selbsthemmung führen. Genauere Informationen hierzu können den jeweiligen Produktkatalogen entnommen werden.

## HINWEIS



Für die technische Nutzung der Selbsthemmung ist Rücksprache mit SEW-EURODRIVE zu halten.

### Rücktreibender Wirkungsgrad

Der rücktreibende Wirkungsgrad  $\eta'_G$  beschreibt analog zum Getriebewirkungsgrad  $\eta_G$  das Verhältnis von nutzbarer Leistung und zugeführter Leistung bei rückwärtigem Betrieb des Getriebes. Ein rückwärtiger Betrieb des Getriebes liegt dann vor, wenn der Energiefluss von der Applikation über das Getriebe zum Motor führt. Dieses Verhalten tritt in der Regel bei generatorischem Betrieb des Motors auf.

### Planschverluste

Planschverluste entstehen durch die Verdrängungswirkung der Zahnräder im Öl und sind stark raumlagen- und drehzahlabhängig. In erster Näherung der Antriebsauslegung müssen diese nicht berücksichtigt werden. Allerdings können die Verluste bei einigen Applikationen durchaus erheblich sein. Die Auswahl des Antriebs wird dann nachträglich angepasst. Hohe Planschverluste treten erwartungsgemäß auf, wenn mindestens eines der folgenden Kriterien zutrifft:

- Hohe Eintriebsdrehzahl (z. B.  $> 2000 \text{ min}^{-1}$ ).
- Hoher Ölfüllstand aufgrund einer ungünstigen Raumlage in Abhängigkeit vom Getriebetyp.
- Hohe Viskosität des Öls.
- Niedrige bis tiefe Umgebungstemperaturen.

### 4.5.3 Motor

Motorverluste sind je nach Bauart und Typ in Statorverluste und Rotorverluste zu unterscheiden.

Die Statorverluste teilen sich hauptsächlich auf in:

- Belastungsabhängige ohmsche Verluste.
- Frequenzabhängige Eisenverluste.

Rotorverluste entstehen hauptsächlich aus ohmschen Verlusten in den Leiterstäben.

Generell ergeben sich lastunabhängige und lastabhängige Verluste. Je höher die zur Bemessungsleistung relativen lastunabhängigen Verluste ausfallen, desto schlechter ist der Teillastwirkungsgrad des Motors.

Folglich ist der Gesamtwirkungsgrad bei asynchronen Drehstrommotoren von verschiedenen Faktoren abhängig. Dazu zählen unter anderem:

- Energie-Effizienzklasse
- Baugröße
- Betriebspunkt und Auslastung bei Frequenzumrichter- oder Netzbetrieb

- Wicklungsart und Beschaffenheit der Blechpakete
- Zusatzverluste (z. B. Lüfter, Reibung an Lagern und Dichtungen)

Weitere Verluste treten in der Motorzuleitung auf. Diese sind maßgeblich ohmsche Verluste, die von der Leitungslänge, dem Kabelquerschnitt und dem Kabeltyp abhängig sind.

#### 4.5.4 Frequenzumrichter

Bei Frequenzumrichterbetrieb entstehen durch die Umwandlung der elektrischen Energie zwischen Netz und Motor Verluste. Diese werden maßgeblich durch die leistungselektronischen Stellglieder bestimmt, wie z. B. durch die Schalttransistoren in der Wechselrichterstufe. Die Verluste werden zum einen durch die Belastung des zu schaltenden Motorstroms und zum anderen durch die Schalthäufigkeit der Schalttransistoren beeinflusst. Diese Schalthäufigkeit wird als Frequenz der Pulsweitenmodulation (PWM) angegeben.

Übliche Werte für die PWM-Frequenz sind 2.5 kHz, 4 kHz, 8 kHz, 12 kHz und 16 kHz. Mit Ausnahme der 12 kHz und 16 kHz liegen die Frequenzen überwiegend im hörbaren Bereich. Dem geräuschärmeren Betrieb mit hoher PWM-Frequenz stehen allerdings die Nachteile größerer Verluste im Frequenzumrichter gegenüber. Bei 16 kHz sind die Verluste etwa doppelt so hoch wie bei 4 kHz.

Der Wirkungsgrad von Frequenzumrichtern lässt sich für kleinere Motorleistungen (< 550 W) und bei Betrieb mit 16 kHz mit ca. 90 % abschätzen. Der Wirkungsgrad steigt mit zunehmender Geräteleistung (> 7.5 kW Motorleistung) auf über 95 %.

Für die Projektierung ist der Umrichterwirkungsgrad nur für die Erstellung der Energiebilanz eines Antriebssystems erforderlich (z. B. bei Hubwerken mit optionaler Energierrückspeisung ins Netz). Wenn in diesem Fall keine exakten Angaben über die Verlustleistung des Frequenzumrichters bekannt sind, dann kann für Leistungen größer 1 kW pauschal 95 % Wirkungsgrad angenommen werden.

#### 4.5.5 Berücksichtigung der Wirkungsgrade in der Projektierung

In diesem Abschnitt wird beschrieben, wie die Wirkungsgrade bei der Antriebsauslegung berücksichtigt werden. Gemäß Kapitel "Konventionen zur Berechnung bei SEW-EURODRIVE" (→ 18) wird anhand des Vorzeichens von Kraft oder Drehmoment folgende Unterscheidung vorgenommen.

### Wirkungsgrad im motorischen Betrieb

Im motorischen Betrieb (positives Vorzeichen der Kraft) vergrößert sich die vom Antrieb aufzubringende Kraft in Abhängigkeit des Wirkungsgrads.

$$F_\eta = \frac{F}{\eta}$$

$$M_\eta = \frac{M}{\eta}$$

$F_\eta$  = Aufzubringende Kraft in Abhängigkeit des Wirkungsgrads (motorisch)  $[F_\eta] = N$

$F$  = Erforderliche Kraft  $[F] = N$

$\eta$  = Wirkungsgrad  $[\eta] = 1$

$M_\eta$  = Aufzubringendes Drehmoment in Abhängigkeit des Wirkungsgrads (motorisch)  $[M_\eta] = Nm$

$M$  = Erforderliches Drehmoment  $[M] = Nm$

### Wirkungsgrad im generatorischen Betrieb

Im generatorischen Betrieb (negatives Vorzeichen der Kraft) wird die aufzunehmende Kraft in Abhängigkeit des Wirkungsgrads verringert. Dabei ist zu beachten, dass sich der rücktreibende Wirkungsgrad  $\eta'$  im generatorischen Betrieb vom Wirkungsgrad  $\eta$  im motorischen Betrieb unterscheiden kann.

$$F'_\eta = F \times \eta'$$

$$M'_\eta = M \times \eta'$$

$F'_\eta$  = Aufzunehmende Kraft in Abhängigkeit des Wirkungsgrads (generatorisch)  $[F'_\eta] = N$

$F$  = Aufzunehmende Kraft  $[F] = N$

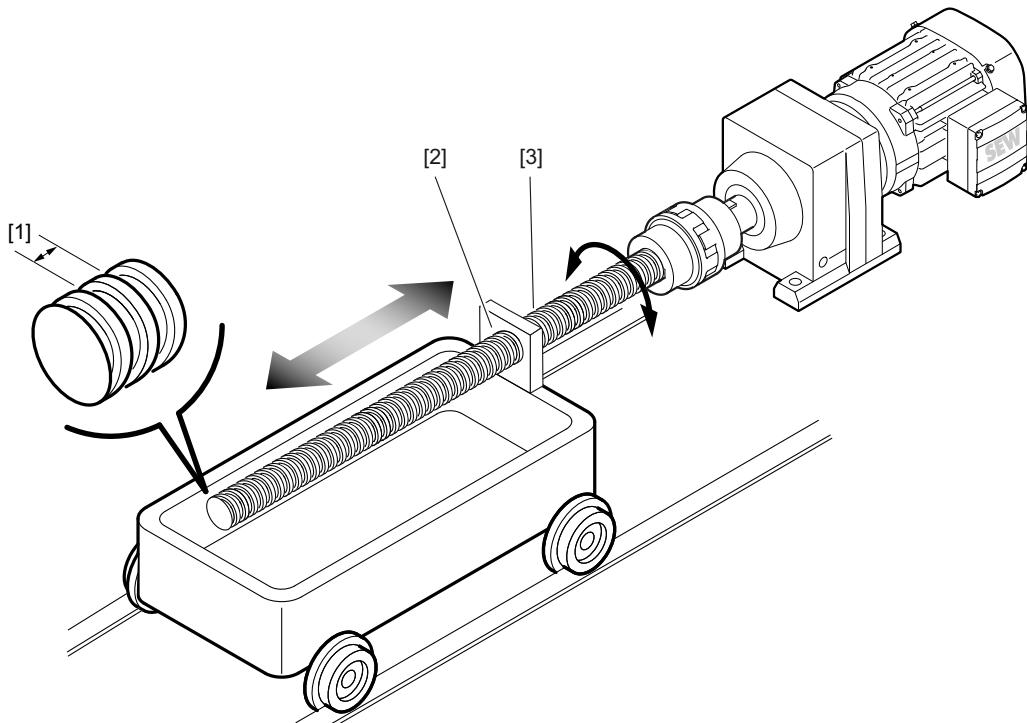
$\eta'$  = Rücktreibender Wirkungsgrad  $[\eta'] = 1$

$M'_\eta$  = Aufzunehmendes Drehmoment in Abhängigkeit des Wirkungsgrads (generatorisch)  $[M'_\eta] = Nm$

$M$  = Aufzunehmendes Drehmoment  $[M] = Nm$

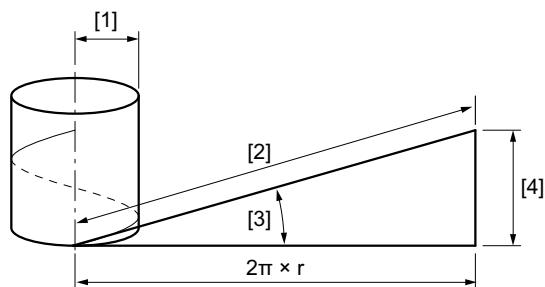
## 4.6 Sonderfall Spindelantrieb

Eine besondere Art des Antriebs ist der Spindelantrieb. Die folgende Abbildung zeigt einen Spindelantrieb, dessen Spindel beispielsweise einen schienengeführten Fahrwagen über eine Spindelmutter linear vom Antrieb weg- oder zum Antrieb hinbewegt. Spindelantriebe finden sich zum Beispiel in Scherenhubtischen oder bei Niederhaltern in der Blechverarbeitung. Die Berechnungen für Spindelantriebe weichen von den allgemeinen applikationsseitigen Berechnungen ab.



24856985227

- [1] Spindelsteigung
- [2] Spindelmutter
- [3] Spindel



18014418295410827

- [1] Radius der Spindel  $r$
- [2] Abwicklung der Schraubenlinie
- [3] Steigungswinkel  $\beta$
- [4] Spindelsteigung  $p$

Die Spindelsteigung ergibt sich als Höhenunterschied in axialer Richtung durch Abwickeln einer kompletten Umdrehung auf der Spindel, wie in der Abbildung oben dargestellt. Dies entspricht dem Hub einer Umdrehung.

Die Spindelsteigung p wird in Millimeter angegeben.

$$n = \frac{v \times 60000}{p}$$

18014418020698379

n = Drehzahl

[n] = min<sup>-1</sup>

v = Axialgeschwindigkeit

[v] = m s<sup>-1</sup>

p = Spindelsteigung

[p] = mm

Um das Drehmoment in Abhängigkeit der Spindelsteigung zu erhalten, wird die applikationsseitige Kraft mit der Spindelsteigung und dem Faktor  $2\pi$  im Nenner verrechnet.

Drehmoment einer Spindel im motorischen Betrieb:

$$M = \frac{F \times p}{2\pi \times \eta_{Spi} \times 1000}$$

18014418020705035

M = Drehmoment

[M] = Nm

F = Applikationsseitige Kraft (z. B. Reibung, Hublast)

[F] = N

p = Spindelsteigung

[p] = mm

$\eta_{Spi}$  = Spindelwirkungsgrad

[ $\eta_{Spi}$ ] = 1

Drehmoment einer Spindel im generatorischen Betrieb:

$$M = \frac{F \times p}{2\pi \times 1000} \times \eta_{Spi}$$

23343748875

M = Drehmoment

[M] = Nm

F = Applikationsseitige Kraft (z. B. Reibung)

[F] = N

p = Spindelsteigung

[p] = mm

$\eta_{Spi}$  = Spindelwirkungsgrad

[ $\eta_{Spi}$ ] = 1

### Berechnung des reduzierten Lastträgheitsmoments am Spindelantrieb

Da Spindelantriebe keine Übersetzung im Sinne einer Getriebeübersetzung aufweisen, unterscheidet sich die Vorgehensweise zur Berechnung des auf die Motorwelle reduzierten Lastträgheitsmoments  $J_x$  in Abhängigkeit der vorliegenden Werte.

1. Sind Geschwindigkeit und Motordrehzahl bekannt, kann der bereits hergeleitete Zusammenhang zur Berechnung des reduzierten Lastträgheitsmoments verwendet werden.

$$J_x \approx 91.2 \times m \times \left( \frac{v}{n_{Mot}} \right)^2$$

18014418020660619

$J_x$  = Massenträgheitsmoment der Last reduziert auf die Motorwelle [J<sub>x</sub>] = kgm<sup>2</sup>

m = Bewegte Masse [m] = kg

v = Lineare Geschwindigkeit der Last [v] = m s<sup>-1</sup>

$n_{Mot}$  = Motordrehzahl [ $n_{Mot}$ ] = min<sup>-1</sup>

2. Liegen diese Werte nicht vor, kann eine Berechnung über die Spindelsteigung hergeleitet werden. Ausgehend von der allgemeinen Definition des Massenträgheitsmoments  $J = m \times r^2$  wird der Radius  $r$  wie folgt ersetzt:

Bei jeder Spindelumumdrehung wird der Spindelumfang  $U$  gedanklich einmal abgewickelt, dabei wird eine axiale Strecke gleich der Spindelsteigung zurückgelegt.

$$U = 2\pi r \triangleq p$$

$$r \triangleq \frac{p}{2\pi}$$

25268931851

U = Spindelumfang

[U] = mm

r = Radius

[r] = mm

p = Spindelsteigung

[p] = mm

## HINWEIS



Der Radius  $r$  entspricht keinem realen Maß an der Spindel, er ist ein Hilfsmittel, um das reduzierte Lastträgheitsmoment in Abhängigkeit der Spindelsteigung angeben zu können. Der Wert des Spindelradius selbst darf nicht für  $r$  eingesetzt werden.

Einsetzen von  $r = p/(2\pi)$  mit  $p$  in Millimeter ergibt:

$$J_x \approx m \times \left( \frac{p}{2000 \times \pi} \right)^2$$

25268935563

J<sub>x</sub> = Massenträgheitsmoment der Last reduziert auf die Motorwelle[J<sub>x</sub>] = kgm<sup>2</sup>

m = Bewegte Masse

[m] = kg

p = Spindelsteigung

[p] = mm

## 5 Projektierung geregelter Antriebe

Nach der Berechnung der applikativen Anforderungen werden bei der Projektierung von geregelten Antrieben zunächst Berechnungen zur Auswahl eines geeigneten Getriebes durchgeführt. Anschließend erfolgen die Berechnungen für einen passenden Motor, Frequenzumrichter und für benötigte Optionen.

### HINWEIS



Bei Betrieb am Frequenzumrichter muss der Motor in Isolationsklasse ISO F ausgeführt sein.

### 5.1 Berechnung und Auswahl des Getriebes

In diesem Abschnitt werden folgende Themen behandelt:

- Abtriebsseitige Drehmomente
- Auswahl des Getriebes
- Von außen angreifende Kräfte (Quer- und Axialkräfte)

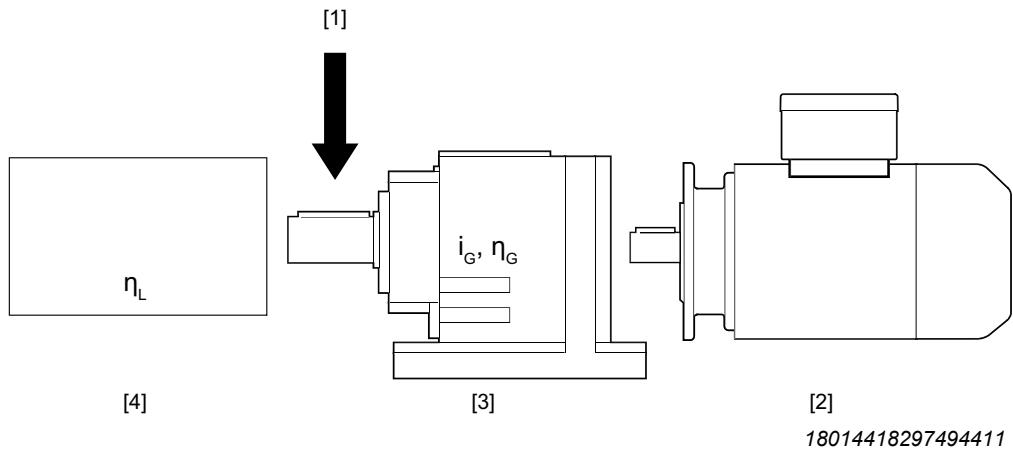
#### 5.1.1 Abtriebsseitige Drehmomente

Zunächst werden aus den zuvor bestimmten Kräften die abtriebsseitigen Drehmomente  $M_n$  für alle Fahrabschnitte berechnet, wobei der Index n den jeweiligen Fahrabschnitt kennzeichnet.

In der Regel tritt die maximale Belastung bei Horizontalbewegungen sowie Dreh- und Vertikalbewegungen aufwärts im Fahrabschnitt "Beschleunigung" auf. In bestimmten Applikationen kann die maximale Belastung auch im Fahrabschnitt "Verzögerung" auftreten. Die dort auftretenden Kraftsituationen sind im Einzelfall genau zu prüfen.

#### Drehmomentgleichungen verschiedener Bewegungsformen nach Fahrabschnitten

Fahrabschnitt	Horizontal-, Dreh- oder Vertikalbewegung aufwärts	Vertikalbewegung abwärts
Beschleunigung	$M_{ac} = M_{stat} + M_{dyn} = F_{stat} \times r + F_{dyn} \times r$	$M_{ac} = -M_{stat} + M_{dyn} = -F_{stat} \times r + F_{dyn} \times r$
Konstante Geschwindigkeit	$M_{const} = M_{stat} = F_{stat} \times r$	$M_{const} = -M_{stat} = -F_{stat} \times r$
Verzögerung	$M_{dec} = M_{stat} - M_{dyn} = F_{stat} \times r - F_{dyn} \times r$	$M_{dec} = -M_{stat} - M_{dyn} = -F_{stat} \times r - F_{dyn} \times r$



- [1] Bezugspunkt
- [2] Motor
- [3] Getriebe
- [4] Applikationsseitige Last
- $\eta_L$  Lastwirkungsgrad
- $i_G$  Getriebeübersetzung
- $\eta_G$  Getriebewirkungsgrad

Die Position [1] markiert den momentanen Bezugspunkt. Alle bisher berechneten Daten beziehen sich auf die applikationsseitige Last [4]. Der Lastwirkungsgrad zur Berechnung des erforderlichen Drehmoments am Getriebeabtrieb wird folgendermaßen berücksichtigt.

$M_n > 0$ , motorisch:

$$M_{G\_n} = \frac{M_n}{\eta_L}$$

18014418020717963

Kraft und Drehmoment haben ein negatives Vorzeichen, wenn sie generatorisch wirken (siehe Kapitel "Bezugssysteme und Vorzeichen" (→ 18)). In diesem Fall wird der Lastwirkungsgrad wie folgt berücksichtigt.

$M_n < 0$ , generatorisch:

$$M'_{G\_n} = M_n \times \eta_L$$

18014418020719627

- |             |   |                           |
|-------------|---|---------------------------|
| $M_{G\_n}$  | = Drehmoment am Getriebeabtrieb im Fahrabschnitt n (z. B. "Beschleunigung") inklusive Lastwirkungsgrad (motorisch)  | $[M_{G\_n}] = \text{Nm}$  |
| $M_n$       | = Applikationsseitiges Drehmoment ohne Lastwirkungsgrad im Fahrabschnitt n  | $[M_n] = \text{Nm}$       |
| $\eta_L$    | = Lastwirkungsgrad  | $[\eta_L] = 1$            |
| $M'_{G\_n}$ | = Drehmoment am Getriebeabtrieb im Fahrabschnitt n (z. B. "Verzögerung") inklusive Lastwirkungsgrad (generatorisch) | $[M'_{G\_n}] = \text{Nm}$ |

### 5.1.2 Auswahl des Getriebes

Die Auswahl des Getriebes hängt von den applikationsseitigen Belastungsgrößen sowie von den Umgebungsbedingungen am Einsatzort und weiteren Anwendervorgaben ab.

Zu den Einsatzbedingungen zählen beispielsweise:

- Verfügbarer Bauraum in der Applikation

- Mechanische Getriebeausführung zur Anbindung an die Applikation
  - Achsparalleles Getriebe
  - Winkelgetriebe
  - Voll-/Hohlwellengetriebe
- Wirkungsgrad/Energieeffizienz
- Geräuschverhalten
- Verdrehspiel/Positioniergenauigkeit
- Spezialausführung für Rührwerk, Elektrohängelbahn, Präzisionsgetriebe, Doppelgetriebe

Mit Hilfe der folgenden Übersicht können verschiedene Getriebetypen anhand einiger technischer Eigenschaften (bezogen auf  $n_{Mot} = 1400 \text{ min}^{-1}$ ) verglichen werden. Es wird ein Getriebetyp gewählt, der die grundlegenden Anforderungen der Applikation erfüllt.

	<b>Stirnrad- getriebe R..</b>	<b>Flachgetrie- be F..</b>	<b>Kegelrad- getriebe K..</b>	<b>Schnecken- getriebe S..</b>	<b>SPIROPLAN®- Getriebe W..</b>
Achsparalleles Getriebe	ja	ja	nein	nein	nein
Winkelgetriebe	nein	nein	ja	ja	ja
Ausführung Welle	Nur Vollwelle	Voll-/ Hohlwelle	Voll-/ Hohlwelle	Voll-/ Hohlwelle	Voll-/ Hohlwelle
Guter Wirkungsgrad	++	++	++	-	0
Geringer Verschleiß	++	++	++	-	0
Günstiges Geräuschverhalten	+	+	+	++	0
Geringe Anschaffungskosten	0	0	-	+	++
Getriebeübersetzung <sup>1)</sup>	> 1.3 – 307	> 3 – 281	> 3 – 197	4 – 288	> 3 – 75
Zulässiges Drehmoment <sup>1)</sup> in Nm	50 – 18000	130 – 18000	80 – 50000	92 – 4000	12 – 180

1) Abhängig von der jeweiligen Baugröße

Neben den zuvor genannten, möglichen Auswahlkriterien des Getriebetyps wird die Getriebegröße anhand folgender Hauptauswahlkriterien gewählt.

- Abtriebsdrehmoment  $M_{G_{max}}$  (Maximalwert von  $M_{G_n}$ )
- Ideale Getriebeübersetzung
- Querkraft
- Axialkraft

## Vorauswahl nach Drehmoment

Da in der Mehrzahl der Applikationen das Drehmoment die bestimmende Dimensionierungsgröße des Getriebes ist, wird dieses als erstes Auswahlkriterium angesetzt. Von außen angreifende Kräfte werden im Nachgang geprüft. Es wird eine Getriebebaugröße gewählt, deren dauerhaft zulässiges Abtriebsdrehmoment  $M_{a\_max}$  größer ist als das aus allen Fahrabschnitten maximal auftretende Drehmoment am Getriebeabtrieb  $M_{G\_max}$ .

Drehmomentkriterium:

$$M_{G\_max} \leq M_{a\_max}$$

18014418020722315

$M_{G\_max}$  = Maximales Drehmoment am Getriebeabtrieb inklusive Lastwirkungsgrad, betrachtet über alle Fahrabschnitte

[ $M_{G\_max}$ ] = Nm

$M_{a\_max}$  = Dauerhaft zulässiges Abtriebsdrehmoment des Getriebes

[ $M_{a\_max}$ ] = Nm

## Getriebeübersetzung

Im folgenden Schritt wird eine Getriebeübersetzung  $i_G$  gewählt, die der berechneten idealen Getriebeübersetzung  $i_{G,id}$  am nächsten liegt. Dabei ist es unerheblich, ob der gewählte Wert  $i$  höher oder niedriger als der Idealwert  $i_{G,id}$  ist.

$$i_G \approx i_{G,id}$$

18014418020723979

$i_G$  = Getriebeübersetzung

[ $i_G$ ] = 1

$i_{G,id}$  = Berechnete ideale Getriebeübersetzung

[ $i_{G,id}$ ] = 1

## HINWEIS



Beachten Sie, dass das dauerhaft zulässige Abtriebsdrehmoment des Getriebes  $M_{a\_max}$  bei kleinen Übersetzungen bezogen auf die Drehmomentklasse der Getriebebaugröße reduziert ist. Wenn das dauerhaft zulässige Abtriebsdrehmoment des Getriebes  $M_{a\_max}$  für die gewählte Übersetzung kleiner ist als das maximale Drehmoment der Applikation, muss ein größeres Getriebe oder eine andere Übersetzung gewählt werden.

Mit höherer Getriebeübersetzung kann die tatsächliche Motordrehzahl bei geregelten Antrieben oberhalb der Bemessungsdrehzahl des Motors im Feldschwächbereich liegen (siehe Kapitel "Thermische Motorauslastung" (→ 62)). Vorteil einer höheren Getriebeübersetzung ist, dass beim Beschleunigen die Drehmomentauslastung des Motors sinkt. Gleichzeitig ist zu beachten, dass das zur Verfügung stehende Motordrehmoment im Feldschwächbereich und damit die Überlastfähigkeit reduziert ist.

Wird eine niedrigere Übersetzung gewählt, also der Motor unterhalb der Bemessungsdrehzahl betrieben, steht dem Motor mehr Überlastreserve zur Verfügung. Durch die höhere Drehmomentauslastung des Motors erhöht sich jedoch der Motorstrom und damit die Erwärmung. Dies muss bei grenzwertiger thermischer Motorausnutzung beachtet werden.

Anhand der applikativ erforderlichen Abtriebsdrehzahl des Getriebes und der gewählten Getriebeübersetzung kann die Motordrehzahl  $n_{Mot}$  berechnet werden, die als Sollwert am Frequenzumrichter einstellbar ist.

Motordrehzahl (Sollwertvorgabe):

$$n_{Mot} = n_G \times i_G$$

18014418020725643

$n_{Mot}$  = Motordrehzahl

$[n_{Mot}] = \text{min}^{-1}$

$n_G$  = Abtriebsdrehzahl des Getriebes

$[n_G] = \text{min}^{-1}$

$i_G$  = Getriebeübersetzung

$[i_G] = 1$

### Thermische Auslastung des Getriebes

Eine Betrachtung der thermischen Auslastung des Getriebes ist erforderlich, wenn mindestens eines der folgenden Kriterien erfüllt ist:

- Hohe eintreibende Drehzahlen  $\geq 2500 \text{ min}^{-1}$ .  
Beispielsweise bei 2-poligen Motoren, Servo-Anwendungen oder im 87-Hz-Betrieb.
- Kleine Getriebeübersetzung in Verbindung mit hoher Eintriebsdrehzahl.  
Hohe Umfangsgeschwindigkeiten der Verzahnteile führen zu erhöhten Planschverlusten.
- Ungünstige Raumlagen (z. B. M2 und M4) mit hohem Ölfüllstand.  
In diesen Raumlagen kann die im Öl laufende Verzahnung hohe Planschverluste und damit zusätzliche Erwärmung des Getriebes verursachen.

Bei hoher Öltemperatur (z. B.  $> 80^\circ\text{C}$ ) können Maßnahmen ergriffen werden, um damit einer vorzeitigen Alterung des Schmierstoffs und erhöhtem Verschleiß entgegenzuwirken. Dies umfasst die Verwendung synthetischer Schmierstoffe sowie thermisch beständigerer Materialien (z. B. VITON-Wellendichtring).

Bei Bedarf kann eine thermische Prüfung des Getriebes durch SEW-EURODRIVE erfolgen.

#### 5.1.3 Von außen angreifende Kräfte (Quer- und Axialkräfte)

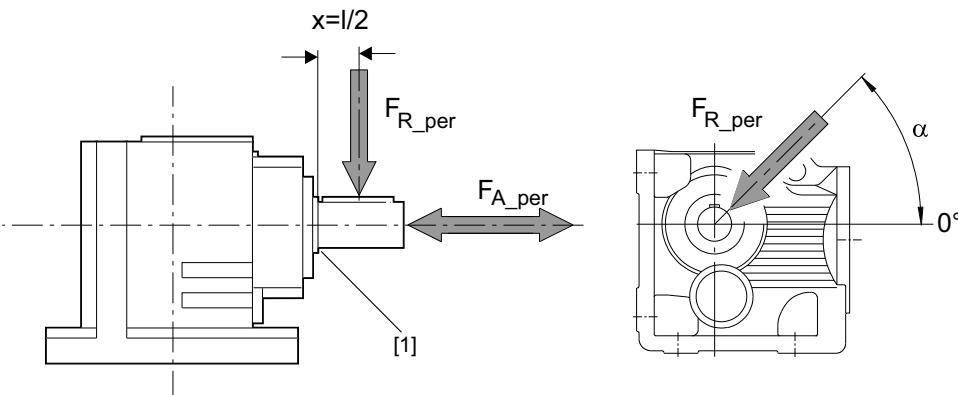
Von außen angreifende Kräfte lassen sich in Quer- und Axialkräfte aufteilen. Querkräfte wirken senkrecht zur Rotationsachse der Abtriebswelle. Axialkräfte wirken koaxial zur Abtriebswelle.

### HINWEIS



Liegen Quer- und Axialkräfte gleichzeitig am Getriebe an, halten Sie bitte Rücksprache mit SEW-EURODRIVE.

Die zulässige Querkraft  $F_{R\_per}$  ist auf die Mitte der Abtriebswelle  $x = l/2$  bezogen und darf ebenso wie das dauerhaft zulässige Abtriebsdrehmoment  $M_{a\_max}$  am Getriebe anliegen. Die zulässige Querkraft  $F_{R\_per}$  gilt für alle Kraftangriffswinkel  $\alpha$ .



24357112203

[1] Wellenbund

 $x$  = Abstand vom Wellenbund zum Kraftangriffspunkt

[x] = m

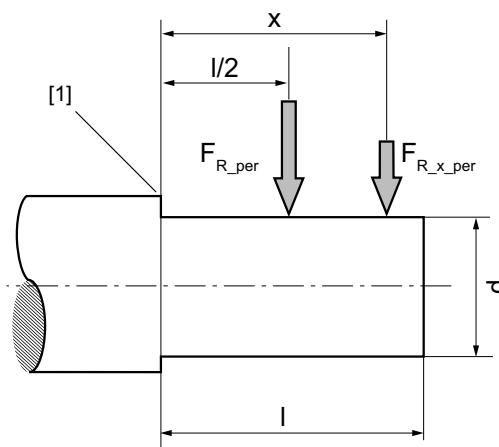
 $l$  = Länge der Abtriebswelle

[l] = mm

 $F_{R\_per}$  = Zulässige Querkraft im Abstand  $x = l/2$  zum Wellenbund[ $F_{R\_per}$ ] = N $F_{A\_per}$  = Zulässige Axialkraft (Zug oder Druck)[ $F_{A\_per}$ ] = N $\alpha$  = Kraftangriffswinkel[ $\alpha$ ] = °

Bei außermittigem Kraftangriffspunkt ergibt sich eine davon abweichende zulässige Querkraft  $F_{R\_x\_per}$ . Wenn der Kraftangriffspunkt näher als  $x = l/2$  zum Wellenbund liegt, dann ist die zulässige Querkraft  $F_{R\_per}$  unvermindert verfügbar. Wenn der Kraftangriffspunkt weiter als  $x = l/2$  entfernt vom Wellenbund liegt, reduziert sich die zulässige Querkraft abhängig vom Abstand  $x$  aufgrund der größeren Biegebelastung der Welle sowie veränderter Lagerbelastung.

Zulässige Querkräfte der Getriebe sowie die Umrechnung dieser Kräfte auf einen von  $x = l/2$  abweichenden Kraftangriffspunkt sind in den Produktkatalogen dokumentiert. Bei außermittigem Kraftangriffspunkt muss in den nächsten Formeln statt  $F_{R\_per}$  der Wert  $F_{R\_x\_per}$  eingesetzt werden.



25907720331

[1] Wellenbund

 $d$  = Wellendurchmesser

[d] = mm

 $x$  = Abstand vom Wellenbund zum Kraftangriffspunkt

[x] = mm

 $l$  = Länge der Abtriebswelle

[l] = mm

 $F_{R\_per}$  = Zulässige Querkraft im Abstand  $x = l/2$  zum Wellenbund[ $F_{R\_per}$ ] = N $F_{R\_x\_per}$  = Zulässige Querkraft im Abstand  $x$  zum Wellenbund[ $F_{R\_x\_per}$ ] = N

### 5.1.4 Berechnung der Querkraft

Eine am Getriebabtrieb auftretende Querkraft  $F_R$  wird aus dem maximalen Drehmoment am Getriebabtrieb  $M_{G\_max}$  und dem Radius  $r$  des mechanischen Übertragungselementes berechnet. Mit dem Zuschlagsfaktor  $f_z$  werden zusätzlich auftretende Kräfte, wie z. B. die Vorspannkraft bei Riemenantrieben oder der Polygoneffekt bei Kettentreibern berücksichtigt. Wenn die genaue Vorspannkraft bekannt ist, kann  $f_z = 1.0$  gesetzt und die Vorspannkraft zur der aus dem Drehmoment resultierenden Querkraft addiert werden.

Bei querkraftfreier Anbindung des Antriebs an die Applikation ist  $F_R = 0$  N.

$$F_R = \frac{M_{G\_max}}{r} \times f_z$$

18014418020737803

$F_R$	= Querkraft am Getriebabtrieb	$[F_R] = N$
$M_{G\_max}$	= Maximales Drehmoment am Getriebabtrieb inklusive Lastwirkungsgrad aus allen Fahrabschnitten	$[M_{G\_max}] = Nm$
$r$	= Radius des mechanischen Übertragungselements	$[r] = m$
$f_z$	= Zuschlagsfaktor	$[f_z] = 1$

#### Zuschlagsfaktor $f_z$ verschiedener Übertragungselemente zur Querkraftberechnung

Übertragungselement	Zuschlagsfaktor $f_z$	Bemerkungen
Zahnrad	1.15	< 17 Zähne
Kettenrad	1.40	< 13 Zähne
Kettenrad	1.25	< 20 Zähne
Schmalkeilriemen-Scheibe	1.75	Einfluss der Vorspannkraft
Flachriemenscheibe	2.50	Einfluss der Vorspannkraft
Zahnriemenscheibe	1.50	Einfluss der Vorspannkraft
Ritzel-Zahnstange, nicht vorgespannt	1.15	< 17 Zähne
Ritzel-Zahnstange, vorgespannt	2.00	Einfluss der Vorspannkraft

#### HINWEIS



Beachten Sie, dass es im Not-Halt-Fall über steile Notstopprampen im Frequenzumrichter oder im Not-Aus-Fall über eine mechanische Bremsung zu einer Drehmomentbelastung am Abtrieb des Getriebes kommt, die deutlich höher als im regulären Betrieb sein kann. In diesem Fall ist die daraus resultierende erhöhte Querkraftbelastung zu prüfen.

### 5.1.5 Prüfung der Querkraft

Die an der Abtriebswelle applikativ auftretende Querkraft  $F_R$  wird gegen die zulässige Querkraft des Getriebes  $F_{R\_per}$  verglichen. Dabei ist zu beachten, dass die zulässige Querkraft  $F_{R\_per}$  neben der Getriebeart und -größe auch von der Übersetzung abhängig ist.

$$F_R < F_{R\_per}$$

18014418020732939

$F_R$  = Querkraft am Getriebeabtrieb  $[F_R] = N$

$F_{R\_per}$  = Zulässige Getriebequerkraft im Abstand  $x = l/2$  zum Wellenbund  $[F_{R\_per}] = N$

### 5.1.6 Prüfung der Axialkraft

Die Prüfung der applikativ auftretenden Axialkraft  $F_A$  kann nur dann manuell erfolgen, wenn keine Querkraft am Getriebeabtrieb angreift. In diesem Fall ist die zulässige Axialkraft  $F_{A\_per}$  als halber Wert der zulässigen Querkraft definiert (siehe Katalog "Getriebemotoren"). Bei exzentrisch angreifender Axialkraft halten Sie bitte Rücksprache mit SEW-EURODRIVE.

$$F_{A\_per} = 0.5 \times F_{R\_per}$$

25911812491

Die applikativ auftretende Axialkraft wird mit der zulässigen Axialkraft verglichen.

$$F_A < F_{A\_per}$$

28360303755

$F_A$  = Axialkraft am Getriebeabtrieb  $[F_A] = N$

$F_{A\_per}$  = Zulässige Axialkraft am Getriebeabtrieb  $[F_{A\_per}] = N$

$F_{R\_per}$  = Zulässige Getriebequerkraft im Abstand  $x = l/2$  zum Wellenbund  $[F_{R\_per}] = N$

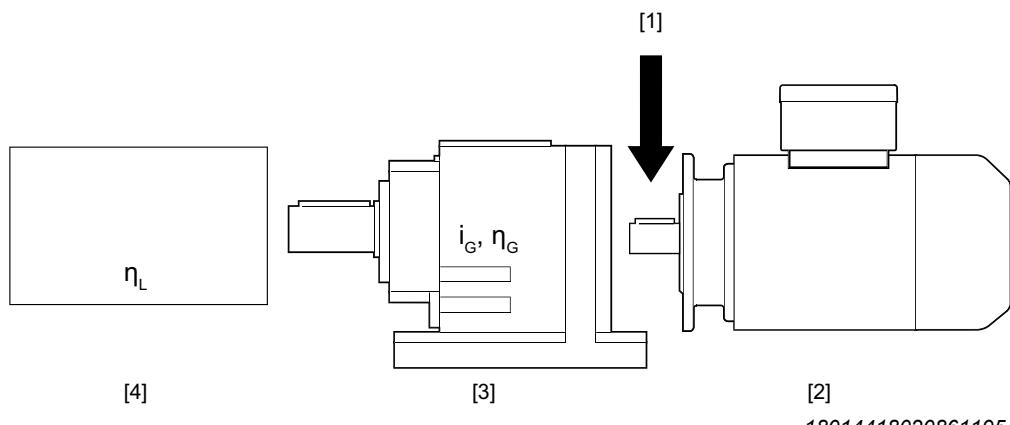
## 5.2 Berechnung und Auswahl des Motors

In diesem Abschnitt werden folgende Themen behandelt:

- Motordrehmomente
- Vorauswahl des Motors (Typ, Baugröße)
- Prüfung der Antriebsauswahl

### 5.2.1 Motordrehmomente

Nach der Getriebeauswahl (siehe Kapitel "Berechnung und Auswahl des Getriebes" (→ 49)) erfolgt die Auswahl des Motors anhand der Motordrehmomente der verschiedenen Fahrabschnitte. Dabei werden zunächst alle abtriebsseitigen Drehmomente unter Berücksichtigung der Übersetzung und des Getriebewirkungsgrads auf die Motorwelle umgerechnet.



18014418020861195

- [1] Bezugspunkt
- [2] Motor
- [3] Getriebe
- [4] Applikationsseitige Last
- $\eta_L$  Lastwirkungsgrad
- $i_G$  Getriebeübersetzung
- $\eta_G$  Getriebewirkungsgrad

Je nach Kraftflussrichtung ist zwischen motorischen und generatorischen Betrieb zu unterscheiden, wodurch sich unterschiedliche Berechnungsweisen ergeben.

$M_{Mot\_n} > 0$ , motorisch:

$$M_{Mot\_n} = \frac{M_{G\_n}}{i_G \times \eta_G}$$

18014418020747147

$M'_{Mot\_n} < 0$ , generatorisch:

$$M'_{Mot\_n} = \frac{M'_{G\_n}}{i_G} \times \eta'_G$$

18014418020748811

$M_{Mot\_n}$	= Drehmoment der Applikation als Anforderung an den Motor im Fahrabschnitt n inklusive Lastwirkungsgrad (motorisch)	$[M_{Mot\_n}] = \text{Nm}$
$M_{G\_n}$	= Drehmoment der Applikation als Anforderung an das Getriebe im Fahrabschnitt n inklusive Lastwirkungsgrad (motorisch)	$[M_{G\_n}] = \text{Nm}$
$i_G$	= Getriebeübersetzung	$[i_G] = 1$
$\eta_G$	= Getriebewirkungsgrad	$[\eta_G] = 1$
$M'_{Mot\_n}$	= Drehmoment der Applikation als Anforderung an den Motor im Fahrabschnitt n inklusive Wirkungsgrade (generatorisch)	$[M'_{Mot\_n}] = \text{Nm}$
$M'_{G\_n}$	= Drehmoment am Getriebeabtrieb im Fahrabschnitt n inklusive Lastwirkungsgrad (generatorisch)	$[M'_{G\_n}] = \text{Nm}$
$\eta'_G$	= Rücktreibender Getriebewirkungsgrad	$[\eta'_G] = 1$
	• Bei Schnecken- und SPIROPLAN®-Getriebe gilt: $\eta'_G = 2 - 1/\eta_G$	
	• Für alle anderen Getriebe gilt: $\eta'_G = \eta_G$	

## 5.2.2 Vorauswahl des Motors

Bei der Auswahl des Motors wird zwischen Applikationen unterschieden, die dauerhaft nahe am Nennbetriebspunkt (S1-Betrieb) arbeiten und solchen, die im Aussetz- oder Teillastbetrieb arbeiten.

Anzumerken ist, dass der Motor im Dauerbetrieb zu 100 % thermisch ausgelastet werden kann. Im Aussetzbetrieb kann der Motor kurzzeitig bis 150 % ausgelastet werden, wenn im Fahrzyklus Abschnitte existieren, die dem Motor eine thermische Entlastung ermöglichen. Ob diese thermische Entlastung im Aussetzbetrieb ausreichend ist, muss rechnerisch geprüft werden (siehe Kapitel "Thermische Motorauslastung" (→ 62)).

### Vorauswahl für Dauerbetrieb

Beim Auswahlkriterium für Dauerbetrieb S1 wird davon ausgegangen, dass sich das für die Beschleunigung benötigte Motordrehmoment innerhalb der 150 % Überlastfähigkeit befindet und die Dauer des Fahrabschnitts "Beschleunigung" gegenüber dem Fahrabschnitt "Konstante Geschwindigkeit" vernachlässigbar ist.

$$M_{Mot\_const} \leq M_N$$

18014418020751499

$M_{Mot\_const}$	= Drehmoment der Applikation im Fahrabschnitt "Konstante Geschwindigkeit" als Anforderung an den Motor inklusive Wirkungsgrade (motorisch)	$[M_{Mot\_const}] = \text{Nm}$
$M_N$	= Motorbemessungsdrehmoment	$[M_N] = \text{Nm}$

Beispiel:

Für eine zu berechnende Applikation sind folgende Motordrehmomente gefordert:

- $M_{Mot\_ac} = 10.5 \text{ Nm}$  für die Beschleunigung
- $M_{Mot\_const} = 9 \text{ Nm}$  Dauerbelastung für mindestens 10 Minuten (entspricht S1-Betrieb)

Es wird ein Motor mit Bemessungsdrehmoment  $M_N = 9.8 \text{ Nm}$  (*DRN90L4*) größer der Dauerbelastung gewählt. Wenn ein Motor mit kleinerem Bemessungsdrehmoment gewählt (*DRN90S4* mit  $M_N = 7.2 \text{ Nm}$ ) wird, führt dies zu einer thermischen Überlastung des Motors *DRN90S4*.

### Vorauswahl für Aussetzbetrieb

Beim Auswahlkriterium für Aussetzbetrieb wird von einem Wechsel an Belastungs- und Pausenzeiten ausgegangen. Es wird angenommen, dass das erforderliche Motordrehmoment im Fahrabschnitt "Beschleunigung" wesentlich größer ist als das Motordrehmoment im Fahrabschnitt "Konstante Geschwindigkeit". Damit ist das Motordrehmoment im Fahrabschnitt "Beschleunigung" für die Motorauswahl ausschlaggebend. Hier wird die zuvor genannte Überlastfähigkeit von 150 % (Faktor 1.5) des Motorbemessungsdrehmoments als Vergleichswert angesetzt.

$$M_{Mot\_ac} \leq 1.5 \times M_N$$

18014418020753163

$M_{Mot\_ac}$  = Drehmoment der Applikation im Fahrabschnitt "Beschleunigung" als Anforderung an den Motor inklusive Wirkungsgrade (motorisch).  $[M_{Mot\_ac}] = \text{Nm}$

$M_N$  = Motorbemessungsdrehmoment  $[M_N] = \text{Nm}$

Beispiel:

Wenn das erforderliche Beschleunigungsdrehmoment  $M_{Mot\_ac} = 10.5 \text{ Nm}$  ist, die Belastung im Fahrabschnitt "Konstante Geschwindigkeit" aber nur bei  $M_{Mot\_const} = 4 \text{ Nm}$  liegt, dann kann vorläufig ein Motor mit  $M_N = 7.2 \text{ Nm}$  (*DRN90S4*) Bemessungsdrehmoment unter Berücksichtigung der Überlastfähigkeit von 150 % gewählt werden. Eine abschließende thermische Betrachtung ist bei der Motorauswahl für Aussetzbetrieb erforderlich (siehe Kapitel "Thermische Motorauslastung" (→ 62)).

### Prüfung der Antriebsauswahl

Nach der Vorauswahl des Motors sind weitere Auswahlkriterien und Randbedingungen zu prüfen.

- Maximale Motorauslastung
- Thermische Motorauslastung
- Betrachtung des Massenträgheitsverhältnisses
- Baubarkeit der Antriebskombination.

So kann sichergestellt werden, dass der ausgewählte Antrieb alle Anforderungen erfüllt.

#### 5.2.3 Maximale Motorauslastung

Der Motor muss beim Beschleunigen sowohl das applikativ geforderte Drehmoment aufbringen, als auch seine Eigenträgheit (Rotor) beschleunigen. Dieses zusätzliche Beschleunigungsmoment kann erst nach Auswahl des Motors berechnet werden und ist in allen dynamischen Fahrabschnitten zu berücksichtigen. Danach wird die maximale Motorauslastung erneut geprüft.

### Berechnung des dynamischen Drehmoments zur Eigenbeschleunigung des Motors

Das dynamische Drehmoment zur Eigenbeschleunigung des Motors  $M_{Mot\_iac}$  wird aus dem Massenträgheitsmoment des Motors  $J_{Mot}$  und der Winkelbeschleunigung  $\alpha$  berechnet. Zu beachten ist, dass bei der Projektierung von Motoren mit zusätzlichen Optionen (z. B. schwerer Lüfter /Z), auch die Massenträgheitsmomente aller Zusatzkomponenten zum Massenträgheitsmoment des Motors addiert werden müssen. Die entsprechenden Werte sind den jeweiligen Produktkatalogen zu entnehmen.

In der folgenden Rechnung wird beispielhaft das Massenträgheitsmoment des Motors  $J_{Mot}$  ohne Zusatzkomponenten verwendet.

Die Winkelbeschleunigung  $\alpha$  lässt sich in Abhängigkeit der Drehzahl  $n$  und der Beschleunigungszeit  $t_{ac}$  darstellen, die aus den vorherigen Berechnungen bekannt sind. Der Motor soll dabei auf die Motordrehzahl  $n_{Mot}$  (Sollwertvorgabe) beschleunigt werden.

Dynamisches Drehmoment zur Eigenbeschleunigung des Motors:

$$M_{Mot\_iac} = J_{Mot} \times \alpha = J_{Mot} \times \frac{\omega}{t_{ac}}$$

18014418020762123

Einsetzen von  $\omega = \frac{2\pi \times n}{60} \approx \frac{n}{9.55}$  und  $n = n_{Mot}$  ergibt:

$$M_{Mot\_iac} = J_{Mot} \times \frac{n_{Mot}}{9.55 \times t_{ac}}$$

18014418020767115

$M_{Mot\_iac}$	= Dynamisches Drehmoment zur Eigenbeschleunigung des Motors	$[M_{Mot\_iac}] = \text{Nm}$
$J_{Mot}$	= Massenträgheitsmoment des Motors	$[J_{Mot}] = \text{kgm}^2$
$\alpha$	= Winkelbeschleunigung	$[\alpha] = \text{s}^{-2}$
$\omega$	= Winkelgeschwindigkeit	$[\omega] = \text{s}^{-1}$
$t_{ac}$	= Beschleunigungszeit im Fahrabschnitt "Beschleunigung"	$[t_{ac}] = \text{s}$
$n_{Mot}$	= Motordrehzahl (Sollwertvorgabe)	$[n_{Mot}] = \text{min}^{-1}$
$n$	= Drehzahl	$[n] = \text{min}^{-1}$

## Berechnung der Motordrehmomente

Da sich die Trägheit eines Körpers nur bei dynamischen Bewegungen auswirkt, muss das dynamische Drehmoment zur Eigenbeschleunigung des Motors in den Fahrschnitten "Beschleunigung" und "Verzögerung" berücksichtigt werden.

### Fahrabschnitt "Beschleunigung":

Das dynamische Drehmoment zur Eigenbeschleunigung des Motors  $M_{Mot\_iac}$  wird im Fahrabschnitt "Beschleunigung" zum erforderlichen Motordrehmoment  $M_{Mot\_ac}$  addiert.

$$M_{Mot\_ac\_tot} = M_{Mot\_ac} + M_{Mot\_iac}$$

18014418020769803

### Fahrabschnitt "Verzögerung":

Wenn  $t_{dec} = t_{ac}$  ist, haben die erforderlichen Motordrehmomente in den Fahrschnitten "Beschleunigung" und "Verzögerung" den gleichen Betrag. Das dynamische Drehmoment zur Eigenbeschleunigung des Motors  $M_{Mot\_iac}$  wird im Fahrabschnitt "Verzögerung" vom erforderlichen Motordrehmoment  $M_{Mot\_dec}$  subtrahiert. Wenn  $t_{dec} \neq t_{ac}$ , muss für den Verzögerungsvorgang das erforderliche Motordrehmoment aus der Verzögerungszeit  $t_{dec}$  berechnet werden. Im Fahrabschnitt "Verzögerung" kann sowohl motorischer als auch generatorischer Betrieb des Motors vorliegen.

- Motorischer Betrieb:

$$M_{Mot\_dec\_tot} = M_{Mot\_dec} - M_{Mot\_iac}$$

18014418020773131

- Generatorischer Betrieb:

$$M'_{Mot\_dec\_tot} = M'_{Mot\_dec} - M_{Mot\_iac}$$

28902785675

$M_{Mot\_ac\_tot}$  = Gesamtdrehmoment der Applikation einschließlich der Eigenbeschleunigung des Motors im Fahrschnitt "Beschleunigung" als Anforderung an den Motor inklusive Wirkungsgrade (motorisch)  $[M_{Mot\_ac\_tot}] = \text{Nm}$

$M_{Mot\_ac}$  = Drehmoment der Applikation im Fahrschnitt "Beschleunigung" als Anforderung an den Motor inklusive Wirkungsgrade (motorisch)

$M_{Mot\_iac}$  = Dynamisches Drehmoment zur Eigenbeschleunigung oder -verzögerung des Motors  $[M_{Mot\_iac}] = \text{Nm}$

$M_{Mot\_dec\_tot}$  = Gesamtdrehmoment der Applikation einschließlich der Eigenverzögerung des Motors im Fahrschnitt "Verzögerung" als Anforderung an den Motor inklusive Wirkungsgrade (motorisch)  $[M_{Mot\_dec\_tot}] = \text{Nm}$

$M_{Mot\_dec}$  = Drehmoment der Applikation im Fahrschnitt "Verzögerung" als Anforderung an den Motor inklusive Wirkungsgrade (motorisch)  $[M_{Mot\_dec}] = \text{Nm}$

$M'_{Mot\_dec\_tot}$  = Gesamtdrehmoment der Applikation einschließlich der Eigenverzögerung des Motors im Fahrschnitt "Verzögerung" als Anforderung an den Motor inklusive Wirkungsgrade (generatorisch)  $[M'_{Mot\_dec\_tot}] = \text{Nm}$

$M'_{Mot\_dec}$  = Drehmoment der Applikation im Fahrschnitt "Verzögerung" als Anforderung an den Motor inklusive Wirkungsgrade (generatorisch)  $[M'_{Mot\_dec}] = \text{Nm}$

## Prüfung der maximalen Motorauslastung

Anhand der berechneten Werte der einzelnen Fahrabschnitte kann geprüft werden, ob die maximale Motorauslastung auch nach Berücksichtigung des dynamischen Drehmoments zur Eigenbeschleunigung des Motors kleiner als 150 % des Motorbemessungsdrehmoments ist. Generell ist davon auszugehen, dass die maximale Motorauslastung im Fahrabschnitt "Beschleunigung" erreicht wird.

Maximale Motorauslastung:

$$M_{Mot\_ac\_tot} \leq 1.5 \times M_N$$

18014418020775819

$M_{Mot\_ac\_tot}$  = Gesamtdrehmoment der Applikation einschließlich der Eigenbeschleunigung des Motors im Fahrabschnitt "Beschleunigung" als Anforderung an den Motor inklusive Wirkungsgrade (motorisch)

[ $M_{Mot\_ac\_tot}$ ] = Nm

$M_N$  = Motorbemessungsdrehmoment

[ $M_N$ ] = Nm

Wenn die Bedingung nicht erfüllt ist, muss ein größerer Motor gewählt und die angepasste Motorauswahl erneut geprüft werden. Gegebenenfalls genügt ein Frequenzumrichter mit größerer Überlastfähigkeit.

### 5.2.4 Thermische Motorauslastung

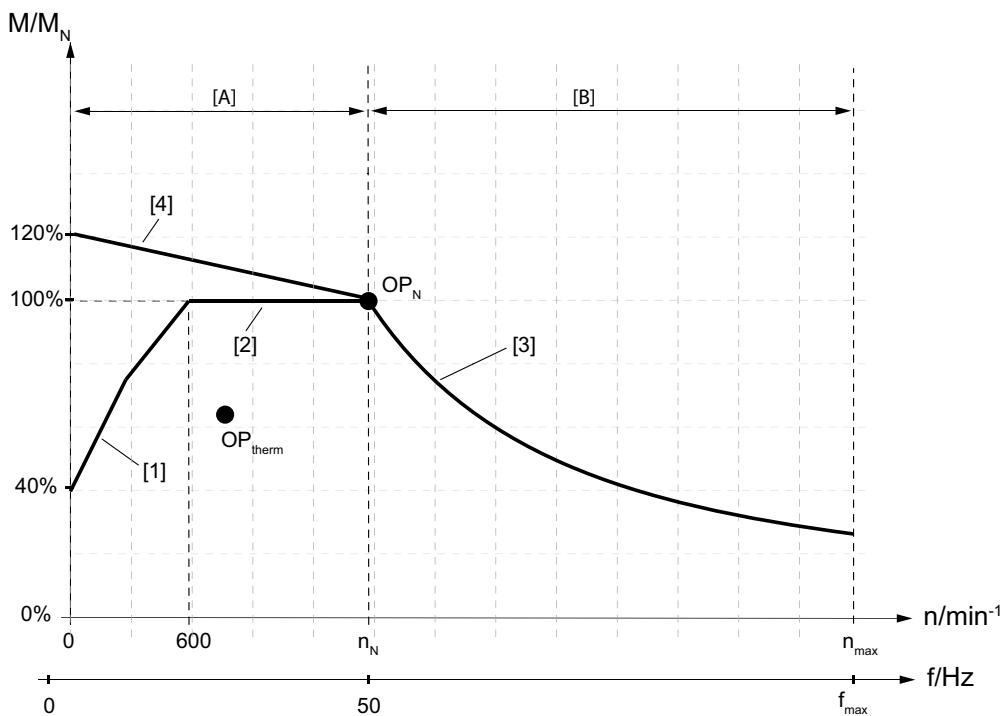
Ein Motor kann mit Bemessungsdrehmoment und Bemessungsdrehzahl dauerhaft ohne thermische Überlastung betrieben werden. Bei davon abweichenden Drehzahlen kann das thermische Arbeitsvermögen eingeschränkt sein. Der Betrieb bei niedrigen Drehzahlen kann beispielsweise aufgrund der reduzierten Eigenkühlung des Motors zur Einschränkung des thermischen Arbeitsvermögens führen.

Der Motor muss auf seine thermische Belastbarkeit anhand des thermischen Betriebspunktes  $OP_{therm}$  geprüft werden, der durch das effektive Drehmoment  $M_{Mot\_eff}$  und die mittlere Drehzahl  $\bar{n}_{Mot}$  beschrieben wird. Das effektive Drehmoment und die mittlere Drehzahl errechnen sich über alle Fahrabschnitte und stellen eine für den Motor äquivalente thermische Dauerbelastung dar. Der thermische Betriebspunkt des Motors als theoretischer Dauerbetriebspunkt  $OP_{therm}$  wird mit der thermischen Grenzkennlinie des Motors verglichen.

## Thermische Grenzkennlinie

Die thermische Grenzkennlinie ist eine Drehzahl-Drehmoment-Kennlinie und stellt eine charakteristische Kenngröße des Motors dar.

Mit folgender Abbildung werden einzelne Bereiche einer allgemein gültigen thermischen Grenzkennlinie näher erläutert.



24635011467

$M/M_N$  Verhältnis Motordrehmoment zu Motorbemessungs drehmoment

[A] Grundstellbereich

[B] Feldschwächbereich

[1] Verringertes Drehmoment aufgrund reduzierter Kühlung

[2] Konstantes Drehmoment

[3] Konstante Leistung

[4] Erhöhtes Drehmoment aufgrund von Fremdkühlung

$OP_{\text{therm}}$  Thermischer Betriebspunkt (hier beispielhaft dargestellt)

$OP_N$  Bemessungsbetriebspunkt

$n_N$  Bemessungsdrehzahl

$n_{\max}$  Maximale Drehzahl

$f_{\max}$  Maximale Frequenz (hier: Drehfeldfrequenz)

Um die thermische Belastbarkeit eines Asynchronmotors anhand einer allgemein gültigen thermischen Grenzkennlinie aufzuzeigen, ist auf der vertikalen Achse das Motordrehmoment  $M$  bezogen auf das Bemessungs drehmoment  $M_N$  dargestellt. Auf der horizontalen Achse sind die Motordrehzahl  $n$  und die entsprechende Drehfeldfrequenz  $f$  dargestellt.

Die auf eine Eckfrequenz von 50 Hz bezogene thermische Grenzkennlinie (Kennlinienabschnitte [1] – [3]) beschreibt das thermische Arbeitsvermögen eines eigenbelüfteten Motors im S1-Dauerbetrieb. Die thermische Grenzkennlinie kann am Bemessungsbetriebspunkt  $OP_N$  in den Grundstellbereich [A] und in den Feldschwächbereich [B] unterteilt werden. Der Grundstellbereich gilt für Drehfeldfrequenzen kleiner 50 Hz, der Feldschwächbereich für Drehfeldfrequenzen größer 50 Hz.

Im Kennlinienabschnitt [2] von etwa  $600 \text{ min}^{-1}$  bis zur Bemessungsdrehzahl  $n_N$  steht das volle Bemessungs drehmoment des Motors dauerhaft zur Verfügung.

Im Kennlinienabschnitt [1] unterhalb  $600 \text{ min}^{-1}$  verringert sich das thermische Arbeitsvermögen durch die drehzahlabhängige Eigenkühlung des Motors kontinuierlich hin zu kleinen Drehzahlen. Das bedeutet, die Eigenkühlung durch den im Motor eingebauten Lüfter reicht bei kleinen Drehzahlen nicht aus, um das Bemessungsdrrehmoment dauerhaft abgeben zu können.

Bei Verwendung eines Fremdlüfters kann das thermische Arbeitsvermögen des Motors im Grundstellbereich [A] erhöht werden. Daraus resultiert der Ersatzkennlinienabschnitt [4] für Fremdkühlung. Sind die Drehzahlen größer als die Bemessungsdrrehzahl, gilt immer Kennlinienabschnitt [3].

Im Kennlinienabschnitt [3] für Drehzahlen oberhalb der Bemessungsdrrehzahl kann der Motor mit konstanter mechanischer Leistung betrieben werden. Die Drehzahl steigt mit der Drehfeldfrequenz, das zulässige thermische Drehmoment sinkt im gleichen Verhältnis. Wie in der Abbildung dargestellt, liegt Kennlinienabschnitt [3] der thermischen Grenzkennlinie im Feldschwächbereich [B].

#### Technischer Hintergrund: Feldschwächbereich

Für Drehfeldfrequenzen oberhalb der Eckfrequenz kann die Motorspannung im konstanten Verhältnis zur Frequenz nicht weiter erhöht werden, wie es für die konstante Magnetisierung des Motors nötig wäre. Die maximal am Motor anliegende Spannung wird durch die Netzspannung (z. B. AC 400 V) begrenzt und entspricht ab der Eckfrequenz der Motorbemessungsspannung. Um der sinkenden Magnetisierung entgegen zu wirken, müsste der zum Erreichen des Bemessungsdrrehmoments erforderliche Motorstrom überproportional erhöht werden. Dieser hohe Strombedarf würde zu einer unzulässigen Erwärmung des Motors führen und bedingt damit die fallende thermische Grenzkennlinie. Weitere Möglichkeiten, einen Motor oberhalb der Bemessungsdrrehzahl zu betreiben, sind im Kapitel "Erweiterte Motorausnutzung oberhalb der Bemessungsdrrehzahl im 87-Hz-Betrieb" (→ 86) beschrieben.

### Berechnung der mittleren Drehzahl

Die mittlere Drehzahl beschreibt neben dem effektiven Drehmoment die äquivalente thermische Dauerbelastung  $OP_{therm}$  und wird als zeitlich gewichteter Mittelwert über den kompletten Fahrzyklus (gemäß EN 60034: maximal 10 min) berechnet. In einen Zwischenschritt wird die mittlere Geschwindigkeit durch die Gesamtstrecke  $s_{tot}$  und die Gesamtzeit  $t_{tot}$  (Verfahrzeit + Pausenzeit) berechnet.

Mittlere Geschwindigkeit:

$$\bar{v} = \frac{v_1 \times t_1 + \dots + v_n \times t_n}{t_1 + \dots + t_n} = \frac{s_1 + \dots + s_n}{t_1 + \dots + t_n} = \frac{s_{tot}}{t_{tot}}$$

18014418020787851

Die mittlere Geschwindigkeit  $\bar{v}$  wird in die mittlere Abtriebsdrehzahl des Getriebes  $\bar{n}_G$  umgerechnet. Anschließend wird die mittlere Motordrehzahl  $\bar{n}_{Mot}$  errechnet, indem der Wert  $\bar{n}_G$  mit der Getriebeübersetzung  $i$  multipliziert wird.

Mittlere Abtriebsdrehzahl:

$$\bar{n}_G = \frac{\bar{v} \times 60000}{\pi \times d}$$

18014418020789515

Mittlere Motordrehzahl:

$$\bar{n}_{Mot} = \bar{n}_G \times i_G$$

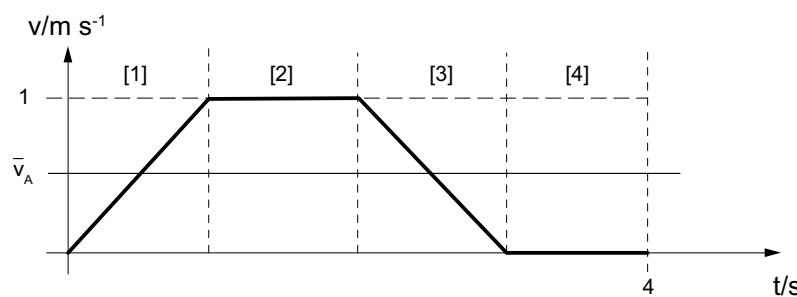
18014418020791179

- $\bar{v}$  = Mittlere Geschwindigkeit
- $\bar{n}_G$  = Mittlere Abtriebsdrehzahl
- $\bar{n}_{Mot}$  = Mittlere Motordrehzahl
- $s_{tot}$  = Gesamtstrecke
- $t_{tot}$  = Gesamtzeit (Verfahrzeit + Pausenzeit)
- $d$  = Durchmesser des mechanischen Übertragungselements
- $i_G$  = Getriebeübersetzung

- $[\bar{v}] = m \text{ s}^{-1}$
- $[\bar{n}_G] = \text{min}^{-1}$
- $[\bar{n}_{Mot}] = \text{min}^{-1}$
- $[s_{tot}] = m$
- $[t_{tot}] = s$
- $[d] = mm$
- $[i_G] = 1$

### Beispiel A:

- $v = 1 \text{ m s}^{-1}$
- $s_{tot} = 2 \text{ m}$
- $t_{tot} = 4 \text{ s}$



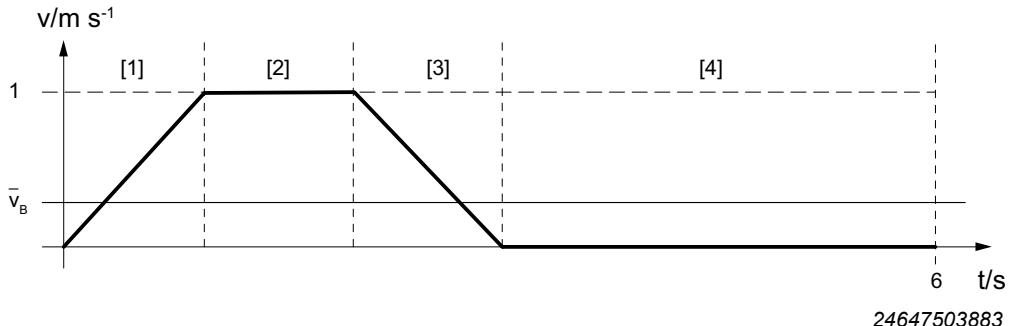
24642827531

- [1] Fahrabschnitt Beschleunigung  $t_1 = 1 \text{ s}$
- [2] Fahrabschnitt Konstante Geschwindigkeit  $t_2 = 1 \text{ s}$
- [3] Fahrabschnitt Verzögerung  $t_3 = 1 \text{ s}$
- [4] Pausenzeit  $t_4 = 1 \text{ s}$

**Ergebnis:** Mittlere Geschwindigkeit  $\bar{v} = 0.5 \text{ m s}^{-1}$

**Beispiel B:**

- $v = 1 \text{ m s}^{-1}$
- $s_{\text{tot}} = 2 \text{ m}$
- $t_{\text{tot}} = 6 \text{ s}$



- [1] Fahrabschnitt Beschleunigung  $t_1 = 1 \text{ s}$
- [2] Fahrabschnitt Konstante Geschwindigkeit  $t_2 = 1 \text{ s}$
- [3] Fahrabschnitt Verzögerung  $t_3 = 1 \text{ s}$
- [4] Pausenzeit  $t_4 = 3 \text{ s}$

**Ergebnis:** Mittlere Geschwindigkeit  $\bar{v} = 0.33 \text{ m s}^{-1}$

**Berechnung des effektiven Motordrehmoments**

Das effektive Motordrehmoment beschreibt als zweite Größe den thermischen Betriebspunkt  $OP_{\text{therm}}$  des Motors.

Um das effektive Motordrehmoment zu berechnen, werden die Motordrehmomente der einzelnen Fahrabschnitte quadriert, mit der Dauer der jeweiligen Fahrabschnitte multipliziert und anschließend aufsummiert. Diese Summe im Zähler wird durch die Gesamtzeit des Zyklus dividiert, um daraus die quadratische Wurzel zu berechnen (siehe folgende Formel "Effektives Motordrehmoment"). Dabei müssen Pausenzeiten, insbesondere bei Hubwerken, mit berücksichtigt werden.

Beispiel:

Soll ein Hubmotor die Last während der Pausenzeiten halten (Lageregelung), wirken diese Fahrabschnitte nicht entlastend und fließen in die Berechnung des effektiven Motordrehmoments mit ein. Wird die Last in Pausenzeiten durch eine Bremse gehalten, gehen diese Zeitabschnitte in die Gesamtzeit im Nenner der folgenden Formel (Effektives Motordrehmoment) ein.

Es werden sowohl motorische wie auch generatorische Drehmomente berücksichtigt, die beide gleichermaßen zur Motorerwärmung beitragen.

Effektives Motordrehmoment:

$$M_{\text{Mot\_eff}} = \sqrt{\frac{M_{\text{Mot\_1\_tot}}^2 \times t_1 + M_{\text{Mot\_2\_tot}}^2 \times t_2 + \dots + M_{\text{Mot\_n\_tot}}^2 \times t_n}{t_1 + t_2 + \dots + t_n}}$$

18014418020795531

$M_{\text{Mot\_eff}}$	= Effektives Motordrehmoment	$[M_{\text{Mot\_eff}}]$ = Nm
$M_{\text{Mot\_n\_tot}}$	= Gesamtdrehmoment der Applikation inklusive Eigenbeschleunigung des Motors im Fahrabschnitt n als Anforderung an den Motor	$[M_{\text{Mot\_n\_tot}}]$ = Nm
$t_n$	= Dauer des Fahrabschnitts n	$[t_n]$ = s

## Prüfung der thermischen Motorauslastung

Um die thermische Prüfung abzuschließen, wird der errechnete thermische Betriebspunkt des Motors, der alle Anwendungsinformationen beinhaltet, gegen die thermische Grenzkennlinie verglichen.

Der thermische Betriebspunkt  $OP_{therm}$  des Motors ist:

$$\left( \bar{n}_{Mot}, \frac{M_{Mot\_eff}}{M_N} \right)$$

18014418020797195

Wenn der thermische Betriebspunkt  $OP_{therm}$  unterhalb der thermischen Grenzkennlinie liegt, ist der vorausgewählte Motor für die vorliegende Applikation thermisch geeignet.

Wenn das nicht der Fall ist, kann bei einer mittleren Drehzahl, die kleiner als die Bemessungsdrehzahl ist, die thermische Grenzkennlinie durch den Einsatz der Option "Fremdlüfter /V" verändert werden. Damit vergrößert sich der thermische Einsatzbereich des Motors. Liegt der thermische Betriebspunkt  $OP_{therm}$  unterhalb der thermischen Grenzkennlinie für Fremdlüftung, ist diese Maßnahme ausreichend.

Andernfalls muss ein leistungsgrößerer Motor mit größerer Kühlfläche und damit höher liegender thermischer Grenzkennlinie gewählt werden. In jedem Fall muss die angepasste Motorauswahl erneut geprüft werden.

### 5.2.5 Betrachtung des Massenträgheitsverhältnisses

Das Massenträgheitsverhältnis beeinflusst unter anderem die Drehzahlregelung des Frequenzumrichters. Ziel eines günstigen Massenträgheitsverhältnisses soll sein, die Optimierung des Drehzahlreglers derart gestalten zu können, dass sich die zum Regelungsprozess erforderlichen Soll-/Istwertabweichungen nicht störend auf die Applikation auswirken.

Es wird zwischen dem lastseitigen Massenträgheitsmoment  $J$  und dem Massenträgheitsmoment des Motors  $J_{Mot}$  unterschieden. Entscheidend für die Betrachtung ist das auf die Motorwelle reduzierte, lastseitige Massenträgheitsmoment  $J_x$  (Berechnung siehe Abschnitt "Massenträgheitsmomente in einem Antriebsstrang" (→ 39)) im Vergleich zum Massenträgheitsmoment des Motors  $J_{Mot}$ .

Die Betrachtung des Massenträgheitsverhältnisses erfolgt, um bereits bei der Projektierung Einfluss auf die Güte der Drehzahlregelung des Frequenzumrichters nehmen zu können. Damit sollen die geforderte Dynamik und stabile Regelverhältnisse gewährleistet werden. Generell gilt: Je höher die Dynamik in einer Applikation (schnelle Drehzahlwechsel, Start- und Stopprampen), desto geringer sollte das Verhältnis der Massenträgheitsmomente von Motor und Applikation ausfallen.

Ungünstige Massenträgheitsverhältnisse und gleichzeitig benötigte hohe Dynamik stellen besondere Anforderungen an die Parametrierung des Drehzahlreglers. Wenn die Parametrierung des Drehzahlreglers nicht ausreichend abgestimmt ist, kann das zu verlangsamten Reaktionen bei Drehzahlabweichungen bis hin zu Schwingungen der Drehzahl führen. Im Extremfall schaukelt sich die Drehzahl so stark auf, dass der Frequenzumrichter mit Fehlermeldung abschaltet.

Dieser Extremfall kann sich darüber hinaus negativ auf die Belastung der Mechanik des Antriebsstrangs auswirken:

Noch vor einer eventuellen Abschaltung des Antriebs können durch das Aufschaukeln der Drehzahl Drehmomentstöße entstehen, die über den mechanischen Grenzwerten der Antriebsmechanik oder der Applikation liegen. Dies kann zu Schäden und Ausfällen am Antriebsstrang führen.

Erfahrungsgemäß wird deshalb bei der Projektierung von Standardantrieben ein Massenträgheitsverhältnis kleiner 50 empfohlen.

**Prüfen des Massenträgheitsverhältnisses:**

$$\frac{J_x}{J_{Mot}} \leq 50$$

18014418020799883

$J_x$  = Massenträgheitsmoment der Last reduziert auf die Motorwelle  $[J_x] = \text{kgm}^2$   
 $J_{Mot}$  = Massenträgheitsmoment des Motors  $[J_{Mot}] = \text{kgm}^2$

Um das Massenträgheitsverhältnis zu verringern, wird entweder ein leistungsgrößerer Motor mit höherer Eigenträgheit oder die Option "Zusätzliche Schwungmasse (schwerer Lüfter)" für den Motor gewählt.

Eine weitere Möglichkeit, dieses Verhältnis zu verringern, kann durch eine stärkere Reduzierung der Lastträgheit erreicht werden. Mit einer größeren Getriebe- oder auch Vorgelegeübersetzung wird das Massenträgheitsmoment der Last reduziert auf die Motorwelle  $J_x$  verringert. Damit steigt bei gleicher Applikationsgeschwindigkeit die Motordrehzahl.

Mit steigender Motordrehzahl ist zu beachten, dass auch bei Betrieb im Feldschwächbereich noch ausreichend Drehmomentreserve des Motors zur Verfügung stehen muss. Andernfalls kann der Drehmomentbedarf durch 87-Hz-Betrieb oder durch Auswahl eines leistungsgrößeren Motors gedeckt werden. Höhere Motordrehzahlen führen zu einer stärkeren thermischen Belastung des Getriebes, die gegebenenfalls zu prüfen ist.

**Praktische Beispiele**

Bei typischen Applikationen für Fahrantriebe genügen aufgrund geringer Reibungskräfte in der Regel kleine Motoren als Antrieb. Dabei ergibt sich oftmals ein Massenträgheitsverhältnis zwischen 10 und > 50. Dieses Massenträgheitsverhältnis lässt sich nur durch unvorteilhafte Maßnahmen wie Überdimensionierung des Motors abmildern.

Hubwerksapplikationen hingegen sind üblicherweise aufgrund der hohen statischen Belastung mit leistungsstarken und somit trügen Motoren ausgestattet. Die Dynamik ist meist untergeordnet, sodass besonders günstige Massenträgheitsverhältnisse kleiner 1 auftreten können. Massenträgheitsverhältnisse < 5 sind üblich.

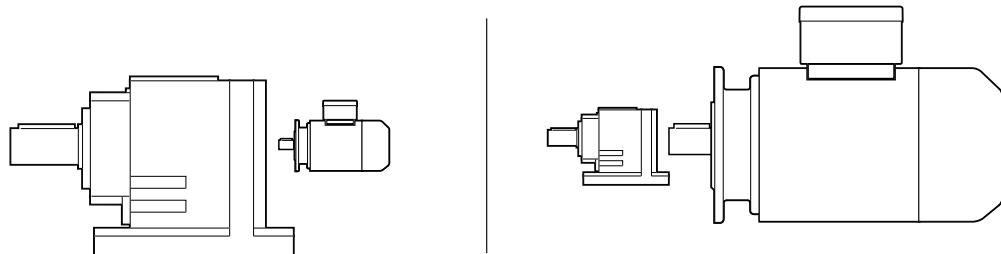
Andere Applikationen wie beispielsweise stationäre Förderanlagen und Drehapplikationen liegen meist zwischen diesen beiden Extremwerten.

**Massenträgheitsverhältnis bei der Auswahl von Servoantrieben**

Bei der Auswahl von Servoantrieben gilt generell, dass ein Massenträgheitsverhältnis von 15 nicht überschritten werden soll, kleinere Werte sind für dynamische Applikationen zu bevorzugen.

### 5.2.6 Baubarkeit der Antriebskombination

Zunächst ist anhand der geometrisch möglichen Kombinationen (Kombinationsübersichten) in der Produktdokumentation zu prüfen, ob der ausgewählte Motor mit dem ausgewählten Getriebe kombinierbar ist. Bei extremen Baugrößeunterschieden ist die Baubarkeit, aus Gründen wie z. B. der Bauteilfestigkeit, nicht gegeben. Die folgenden Abbildungen zeigen Beispiele extremer Baugrößeunterschiede, die nicht baubar sind.



25221669003

Falls die gewünschte Kombination nicht baubar ist, muss entweder die Übersetzung, die Getriebebaugröße oder die Motorbaugröße angepasst werden.

### 5.2.7 Bewertung des Anlaufverhaltens

Für bestimmte Applikationen kann eine genaue Betrachtung des Anlaufverhaltens erforderlich sein. Eine zu hohe Beschleunigung kann Schäden an mechanischen Komponenten wie an Übertragungselementen, Vorgelegern oder Getrieben hervorrufen oder beispielsweise in Fahrapplikationen zum Durchrutschen von Rädern oder Riemenscheiben führen. Daraus können ein abweichender, unkontrollierter Fahrzyklus und höherer Materialverschleiß resultieren.

Hier kann es notwendig sein, die maximal mögliche Beschleunigung der Last zu ermitteln und gegen die projektierte Beschleunigung zu prüfen.

Die Vorgehensweise entspricht dabei der "Bewertung des Anlaufverhaltens" (→ 100) bei ungeregelten Antrieben. Bei geregelten Antrieben wird jedoch nicht gegen die Hochlaufbeschleunigung  $a_H$ , sondern gegen die projektierte Beschleunigung oder Verzögerung geprüft.

## 5.3 Berechnung und Auswahl der Bremse

In diesem Abschnitt werden folgende Themen behandelt:

- Besondere Anforderung bei Hubapplikationen
- Bremsarbeit und Bremseneinfalldrehzahl
- Baubarkeit des Bremsmotors
- Standzeit bis zur Inspektion
- Getriebebelastung bei Not-Halt-Bremsung
- Berechnung der aufzunehmenden Querkraft bei Not-Halt-Bremsung
- Berechnung der zulässigen Not-Halt-Kennwerte
- Weiterführende Auswahlkriterien

### HINWEIS



Beachten Sie, dass in die Formeln zur Bremsenauslegung der Betrag der jeweiligen Größe einzusetzen ist.

Geregelte Antriebe werden üblicherweise elektrisch über eine einstellbare Drehzahlrampe verzögert. Eine mechanische Bremse kann im Stillstand als Haltebremse oder im Not-Halt-Fall als Arbeitsbremse dienen. Die Zusammenhänge des mechanischen Verzögerns im Not-Halt-Fall können rechnerisch wie eine betriebsmäßige Bremsung eines Netzantriebs betrachtet werden (siehe Kapitel "Berechnung und Auswahl der Bremse" (→ 108) bei ungeregelten Antrieben).

Abhängig vom Einsatz werden verschiedene Anforderungen an die Bremse gestellt. Hierfür werden Applikationen in horizontaler und vertikaler Bewegungsrichtung unterschieden. Für Hubapplikationen mit vertikaler oder schräger Bewegungsrichtung ergibt sich eine besondere Anforderung, die zusätzlich zu den allgemeinen Vorgaben der Bremsenprojektierung zu beachten ist. Gleiche Anforderung gilt für Applikationen mit von außen auf den Antrieb einwirkende Belastungen im Stillstand, wie z. B. zusätzliche Prozesskräfte oder Windlast.

### HINWEIS



In diesem Kapitel beziehen sich sämtliche Berechnungen der Bremse auf den Lastbereich "Standard" sowie den Nominalwert des Bremsmoments. Ausführliche Informationen, Überlastbereiche sowie weiterführende Berechnungsmöglichkeiten finden Sie im Handbuch "Projektierung Bremse BE...".

### 5.3.1 Besondere Anforderung bei Hubapplikationen

Bei Hubapplikationen ist bei der Dimensionierung der Bremse und des Bremsmoments folgendes zu beachten:

- die Applikation muss im Stillstand von der Bremse zuverlässig gehalten werden können (statische Belastung der Bremse).
- im Not-Halt-Fall muss die Applikation zuverlässig bis zum Stillstand abgebremst werden können (dynamische Belastung der Bremse).

Um den genannten Anforderungen zu genügen, muss folgendes Kriterium erfüllt sein:

**Das Bremsmoment muss mindestens 250 % des erforderlichen statischen Motordrehmoments bei Abwärtsbewegung betragen.**

$$M_B \geq 2.5 \times M'_{Mot\_stat}$$

18014418020804107

Dabei entspricht das statische Motordrehmoment  $M'_{Mot\_stat}$  dem bereits aus dem Berechnungsablauf für geregelte Antriebe bekannten Motordrehmoment bei Abwärtsbewegung mit konstanter Geschwindigkeit  $M'_{Mot\_const}$  (generatorisch).

$$M'_{Mot\_stat} = M'_{Mot\_const}$$

28895873803

$M_B$	= Bremsmoment	$[M_B] = \text{Nm}$
$M'_{Mot\_stat}$	= Statisches Drehmoment der Applikation als Anforderung an den Motor inklusive Wirkungsgrade (generatorisch)	$[M'_{Mot\_stat}] = \text{Nm}$
$M'_{Mot\_const}$	= Drehmoment der Applikation im Fahrabschnitt "Konstante Geschwindigkeit" als Anforderung an den Motor inklusive Wirkungsgrade (generatorisch)	$[M'_{Mot\_const}] = \text{Nm}$

Für weitere Berechnungsschritte wird ein vorläufiges Bremsmoment nach dieser Anforderung gewählt, das im weiteren Verlauf der Berechnung eventuell erhöht werden muss.

### Technischer Hintergrund: Faktor 2.5

Der Faktor 2.5 (250 %) erklärt sich folgendermaßen:

Um die Applikation im Not-Halt-Fall überhaupt mechanisch verzögern zu können, muss das Bremsmoment zumindest größer als das statische Motordrehmoment bei Abwärtsbewegung sein. Wenn beide Drehmomente gleich groß wären, würde das lediglich zu einer Abwärtsbewegung mit konstanter Geschwindigkeit und nicht zu einer mechanischen Verzögerung führen.

Darüber hinaus unterliegt das Bremsmoment verschiedenen physikalischen Einflüssen, wie z. B. Reibgeschwindigkeit, Temperatur und weiteren Umgebungseinflüssen, die eine geringere Bremswirkung zur Folge haben. Eine weitere Reduzierung der Bremswirkung kann sich durch die ausschließliche Nutzung als Haltebremse ergeben, da der Bremsbelag durch lange Nichtbenutzung vorzeitig altern kann. Um diese Effekte zu berücksichtigen, wird das statische Motordrehmoment der Abwärtsbewegung mit dem oben genannten Faktor 2.5 beaufschlagt. Dies stellt die Mindestanforderung an das zu wählende Bremsmoment dar.

#### 5.3.2 Bremsarbeit

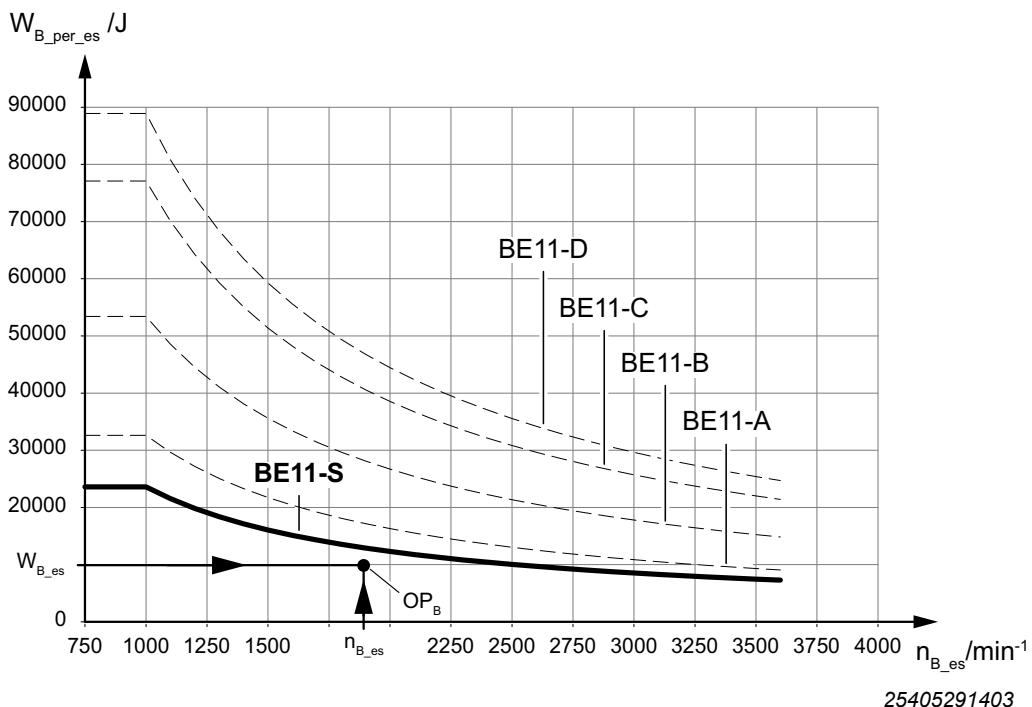
Die zulässige Bremsarbeit ist eine charakteristische Kenngröße, die das thermische Arbeitsvermögen der Bremse für einen einzelnen Bremsvorgang beschreibt. Die zulässige Bremsarbeit ist grundsätzlich abhängig von der Bremsenbaugröße sowie der Schalthäufigkeit und der Bremseneinfalldrehzahl.

Da eine mechanische Bremsung bei geregelten Antrieben nicht betriebsmäßig auftritt, ist die zulässige Bremsarbeit je Bremsengröße nur von der Bremseneinfalldrehzahl im Not-Halt-Fall abhängig. Die Berechnung der Bremseneinfalldrehzahl wird im Kapitel "Bremseneinfalldrehzahl" (→ 73) beschrieben.

Mit der aufzunehmenden Bremsarbeit im Not-Halt-Fall  $W_{B\_es}$  sowie der geforderten Schalthäufigkeit  $Z_{req}$  ergibt sich ein Betriebspunkt der Bremse  $OP_B$ . Im nächsten Schritt wird eine Bremse gewählt, deren Kennlinie oberhalb dieses Betriebspunkts verläuft.

Entsprechende Kennlinien für die zulässige Bremsarbeit im Not-Halt-Fall  $W_{B\_per\_es}$  in Abhängigkeit der Bremseneinfalldrehzahl  $n_{B\_es}$  sind im Handbuch "Projektierung Bremse BE.." aufgeführt.

Beispiel: Not-Halt-Kennlinie BE11-S und Überlastkennlinien BE11-A bis BE11-D



$W_{B\_per\_es}$  = Zulässige Bremsarbeit im Not-Halt-Fall

$W_{B\_es}$  = Aufzunehmende Bremsarbeit im Not-Halt-Fall

$n_{B\_es}$  = Bremseneinfalldrehzahl im Not-Halt-Fall

$OP_B$  = Betriebspunkt der Bremse

$[W_{B\_per\_es}] = J$

$[W_{B\_es}] = J$

$[n_{B\_es}] = \text{min}^{-1}$

## HINWEIS



Um eine thermische Überlastung der Bremse zu vermeiden, sind die maximalen Bremseneinfalldrehzahlen einzuhalten. Eine Extrapolation der Kurven ist nicht zulässig.

Generell ist die Kennlinie BE..-S des Lastbereich Standard zu verwenden. Die Überlastkennlinien gelten nur unter bestimmten Randbedingungen. Weitere Informationen hierzu sind dem Handbuch "Projektierung Bremse BE.." zu entnehmen

Neben verschiedenen Applikationsdaten geht das Bremsmoment  $M_B$  in die Berechnung der aufzunehmenden Bremsarbeit im Not-Halt-Fall  $W_{B\_es}$  ein. Bei Hubapplikationen wird das, dem Kriterium im Kapitel "Besondere Anforderung bei Hubapplikationen" (→ 70) entsprechende, vorläufig gewählte Bremsmoment angesetzt. Bei sämtlichen anderen Applikationen, ohne von außen auf den Antrieb einwirkende Belastungen im Stillstand, wird das Standardbremsmoment der jeweiligen Bremsengröße gemäß dem Handbuch "Projektierung Bremse BE.." eingesetzt.

Abhängig davon, ob das statische Drehmoment der Applikation auf den Bremsvorgang unterstützend oder erschwerend (belastend) wirkt, ergeben sich unterschiedliche Berechnungsformeln für die aufzunehmende Bremsarbeit im Not-Halt-Fall.

### Berechnung der aufzunehmenden Bremsarbeit im Not-Halt-Fall

Bewegung horizontal oder rotativ:

$$W_{B\_es} = \frac{M_B}{M_B + M'_{Mot\_stat}} \times \frac{(J_{Mot} + J_x \times \eta_L \times \eta'_G) \times n_{B\_es}^2}{182.5}$$

26637426315

Die Bremsarbeit in Bewegungsrichtung vertikal aufwärts ist kleiner als in Bewegungsrichtung vertikal abwärts. Daher wird hier auf eine Berechnung verzichtet.

Bewegung vertikal abwärts:

$$W_{B\_es} = \frac{M_B}{M_B - M'_{Mot\_stat}} \times \frac{(J_{Mot} + J_x \times \eta_L \times \eta'_G) \times n_{B\_es}^2}{182.5}$$

26637431947

$W_{B\_es}$	= Aufzunehmende Bremsarbeit im Not-Halt-Fall	$[W_{B\_es}] = J$
$M_B$	= Bremsmoment	$[M_B] = Nm$
$M'_{Mot\_stat}$	= Statisches Drehmoment der Applikation als Anforderung an den Motor inklusive Wirkungsgrade (generatorisch)	$[M'_{Mot\_stat}] = Nm$
$J_{Mot}$	= Massenträgheitsmoment des Motors	$[J_{Mot}] = kgm^2$
$J_x$	= Massenträgheitsmoment der Last bezogen auf die Motorwelle	$[J_x] = kgm^2$
$\eta_L$	= Lastwirkungsgrad	$[\eta_L] = 1$
$\eta'_G$	= Rücktreibender Getriebewirkungsgrad	$[\eta'_G] = 1$
	• Bei Schnecken- und SPIROPLAN®-Getriebe gilt: $\eta'_G = 2 - 1/\eta_G$	
	• Für alle anderen Getriebe gilt: $\eta'_G = \eta_G$	
$n_{B\_es}$	= Bremseneinfalldrehzahl im Not-Halt-Fall	$[n_{B\_es}] = min^{-1}$

Anhand der Not-Halt-Kennlinien der verschiedenen Bremsen wird eine Bremse gewählt, deren zulässige Bremsarbeit im Not-Halt-Fall  $W_{B\_per\_es}$  für die Bremseneinfalldrehzahl im Not-Halt-Fall  $n_{B\_es}$  größer ist als die aufzunehmende Bremsarbeit im Not-Halt-Fall  $W_{B\_es}$ .

$$W_{B\_es} \leq W_{B\_per\_es}$$

25424959499

$W_{B\_es}$	= Aufzunehmende Bremsarbeit im Not-Halt-Fall	$[W_{B\_es}] = J$
$W_{B\_per\_es}$	= Zulässige Bremsarbeit im Not-Halt-Fall	$[W_{B\_per\_es}] = J$

Sofern die Not-Halt-Kennlinie einer Bremse die applikativen Anforderungen hinsichtlich Bremseneinfalldrehzahl  $n_{B\_es}$  oder Bremsarbeit  $W_{B\_es}$  nicht erfüllt, kann unter bestimmten Voraussetzungen eine Überlastkennlinie verwendet werden. Diese Voraussetzungen wie auch eventuelle Einschränkungen sind dem Handbuch "Projektierung Bremse BE.." zu entnehmen.

Wenn keine Überlastkennlinie angewendet werden kann, muss eine andere Bremse gewählt und erneut geprüft werden. Wenn keine Bremse verfügbar ist, die die auftretende Bremsarbeit bei gegebener Schalthäufigkeit und Bremseneinfalldrehzahl aufnehmen kann, dann kann die Bremsarbeit durch Mehrmotorenbetrieb auf mehrere Bremsen aufgeteilt werden. Um die Bremsarbeit, die Schalthäufigkeit oder die Bremseneinfalldrehzahl ausreichend zu reduzieren, können alternativ dazu Maßnahmen ergriffen werden, sodass eine verfügbare Bremsenbaugröße eingesetzt werden kann. Die Maßnahmen sind dem Handbuch "Projektierung Bremse BE.." zu entnehmennen.

### 5.3.3 Bremseneinfalldrehzahl

Die Bremseneinfalldrehzahl ist als Motordrehzahl definiert, bei der im Not-Halt-Fall der mechanische Bremsvorgang beginnt.

Die Bremseneinfalldrehzahl entspricht in den meisten Fällen der betriebsmäßigen Motordrehzahl der zu betrachtenden Applikation. Greifen äußere Kräfte, z. B. Erdanziehungskraft oder Prozesskräfte an, wird die Last während der Bremseneinfallzeit  $t_2$  zusätzlich beschleunigt. Dabei kann die Motordrehzahl signifikant steigen. Als Folge davon liegt die Bremseneinfalldrehzahl höher als die betriebsmäßige Motordrehzahl. Um die resultierende Bremseneinfalldrehzahl zu ermitteln, wird die Drehzahldifferenz berechnet und zur betriebsmäßigen Motordrehzahl addiert.

Beispiel: Verzögern eines Hubwerks ohne Gegengewicht in der Bewegungsrichtung abwärts.

Berechnung der Drehzahldifferenz bei Bremseneinfall:

$$n_{dif} = \frac{9.55 \times M'_{Mot\_stat} \times t_2}{J_{Mot} + J_x \times \eta_L \times \eta'_G}$$

25358078219

$n_{dif}$	= Drehzahldifferenz bei Bremseneinfall	$[n_{dif}] = \text{min}^{-1}$
$M'_{Mot\_stat}$	= Statisches Drehmoment der Applikation als Anforderung an den Motor inklusive Wirkungsgrade (generatorisch)	$[M'_{Mot\_stat}] = \text{Nm}$
$t_2$	= Bremseneinfallzeit, je nach Verschaltung der Bremse:	$[t_2] = \text{s}$
	<ul style="list-style-type: none"> <li>• <math>t_{2,I}</math> = Bremseneinfallzeit für wechselstromseitige Abschaltung</li> <li>• <math>t_{2,II}</math> = Bremseneinfallzeit für gleich- und wechselstromseitige Abschaltung</li> </ul>	
$J_{Mot}$	= Massenträgheitsmoment des Motors	$[J_{Mot}] = \text{kNm}^2$
$J_x$	= Massenträgheitsmoment der Last reduziert auf die Motorwelle	$[J_x] = \text{kNm}^2$
$\eta_L$	= Lastwirkungsgrad	$[\eta_L] = 1$
$\eta'_G$	= Rücktreibender Getriebewirkungsgrad	$[\eta'_G] = 1$
	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Bei Schnecken- und SPIROPLAN®-Getriebe gilt:  <math>\eta'_G = 2 - 1/\eta_G</math></li> <li>• Für alle anderen Getriebe gilt:  <math>\eta'_G = \eta_G</math></li> </ul>	

Berechnung der Bremseneinfalldrehzahl im Not-Halt-Fall:

$$n_{B\_es} = n_{Mot} + n_{dif}$$

26638773899

$n_{B\_es}$	= Bremseneinfalldrehzahl im Not-Halt-Fall	$[n_{B\_es}] = \text{s}^{-1}$
$n_{Mot}$	= Betriebsmäßige Motordrehzahl	$[n_{Mot}] = \text{s}^{-1}$
$n_{dif}$	= Drehzahldifferenz bei Bremseneinfall	$[n_{dif}] = \text{min}^{-1}$

Mit der berechneten Bremseneinfalldrehzahl können die Berechnungsschritte im Kapitel "Bremsarbeit" (→ 71) durchgeführt und damit die Projektierung der Bremse fortgesetzt werden.

### 5.3.4 Baubarkeit des Bremsmotors

Im Anschluss an die Auswahl einer Bremsenbaugröße und des Bremsmoments muss die Baubarkeit von Motor und Bremse geprüft werden. In Sonderfällen kann es erforderlich sein, Bremsen- oder Motorbaugröße nachträglich anzupassen.

Beispiel:

Für eine vertikale Stanzapplikation wird der Motor nach dem maximal erforderlichen Drehmoment während des Stanzvorgangs dimensioniert. Die Motorbremse muss jedoch nur das Eigengewicht des beweglichen Werkzeugs halten. Die Anforderung an das Bremsmoment ist im Vergleich zum erforderlichen Motordrehmoment gering. Die daraus resultierende Bremsenbaugröße wäre in ihren Abmessungen zu klein, um sie an den gewählten Motor anbauen zu können. Das bedeutet, es muss eine größere Bremsenbaugröße mit überdimensioniertem Bremsmoment gewählt werden, die an den Motor anbaubar ist.

### 5.3.5 Standzeit bis zur Inspektion

Mit der aufzunehmenden Bremsarbeit im Not-Halt-Fall  $W_{B\_es}$  sowie unter Berücksichtigung der zulässigen Bremsarbeit bis zur Bremseninspektion  $W_{B\_insp}$  und des Berechnungsbeiwerts  $f_w$  kann die Anzahl zulässiger Not-Halt-Bremsungen bis zur Bremseninspektion berechnet werden.

$$N_{B\_insp} = \frac{W_{B\_insp}}{W_{B\_es} \times f_w}$$

26638796299

$N_{B\_insp}$  = Anzahl der zulässigen Not-Halt-Bremsungen bis zur Bremseninspektion  $[N_{B\_insp}] = 1$

Beachten Sie die "Projektierungshinweise" (→ 14).

$W_{B\_insp}$  = Zulässige Bremsarbeit bis zur Bremseninspektion  $[W_{B\_insp}] = J$

$W_{B\_es}$  = Aufzunehmende Bremsarbeit im Not-Halt-Fall  $[W_{B\_es}] = J$

$f_w$  = Verschleißfaktor, Ermittlung gemäß verwendetem Lastbereich  $[f_w] = 1$  für Bremsarbeit

Die Anzahl zulässiger Not-Halt-Bremsungen ist aufgrund der erhöhten Getriebebelastung durch zulässige Not-Halt-Kennwerte auf maximal 1000 begrenzt.(siehe Kapitel "Berechnung der zulässigen Not-Halt-Kennwerte" (→ 78))

Die Produktkennwerte  $W_{B\_insp}$  und  $f_w$  können dem Handbuch "Projektierung Bremse BE.." entnommen werden.

### 5.3.6 Getriebebelastung bei Not-Halt-Bremsung

Während einer mechanischen Bremsung wirken Drehmomente und Querkräfte am Getriebe und an der Applikation, die ausschließlich vom Zusammenspiel von Applikation, Antrieb und Bremse abhängen und nicht durch Umrichter oder Steuerung beeinflusst werden können.

Diese Belastungen treten bei geregelten Antrieben während einer Not-Halt-Bremsung auf und können deutlich über der betriebsmäßigen Belastung liegen. Aus diesem Grund müssen die Belastungen nach der Bremsenauswahl berechnet werden.

#### Berechnung des Abtriebsdrehmoments beim Bremsen im Not-Halt-Fall

Bewegung horizontal oder rotativ:

$$M_{G\_es} = \frac{i_G}{\eta'_G} \left[ (M_B + M'_{Mot\_stat}) \times \frac{\frac{J_x \times \eta_L \times \eta'_G}{J_{Mot}} - M'_{Mot\_stat}}{\frac{J_x \times \eta_L \times \eta'_G}{J_{Mot}} + 1} \right]$$

25423872267

Die Drehmomentbelastung bei mechanischer Bremsung in Bewegungsrichtung vertikal aufwärts ist kleiner als in Bewegungsrichtung vertikal abwärts. Daher wird hier auf eine Berechnung verzichtet.

Bewegung vertikal abwärts:

$$M_{G\_es} = \frac{i_G}{\eta'_G} \left[ (M_B - M'_{Mot\_stat}) \times \frac{\frac{J_x \times \eta_L \times \eta'_G}{J_{Mot}} + M'_{Mot\_stat}}{\frac{J_x \times \eta_L \times \eta'_G}{J_{Mot}} + 1} \right]$$

25358272267

$M_{G\_es}$	= Abtriebsdrehmoment beim Bremsen im Not-Halt-Fall	$[M_{G\_es}] = \text{Nm}$
$i_G$	= Getriebeübersetzung	$[i_G] = 1$
$\eta'_G$	= Rücktreibender Getriebewirkungsgrad	$[\eta'_G] = 1$
	• Bei Schnecken- und SPIROPLAN®-Getriebe gilt: $\eta'_G = 2 - 1/\eta_G$	
	• Für alle anderen Getriebe gilt: $\eta'_G = \eta_G$	
$M_B$	= Bremsmoment	$[M_B] = \text{Nm}$
$M'_{Mot\_stat}$	= Statisches Drehmoment der Applikation als Anforderung an den Motor inklusive Wirkungsgrade (generatorisch)	$[M'_{Mot\_stat}] = \text{Nm}$
$J_x$	= Massenträgheitsmoment der Last reduziert auf die Motorwelle	$[J_x] = \text{kgm}^2$
$\eta_L$	= Lastwirkungsgrad	$[\eta_L] = 1$
$\eta_G$	= Getriebewirkungsgrad	$[\eta_G] = 1$
$J_{Mot}$	= Massenträgheitsmoment des Motors	$[J_{Mot}] = \text{kgm}^2$

### Prüfung der Abtriebsdrehmomentbelastung bei Not-Halt-Bremsung

Das berechnete Abtriebsdrehmoment beim Bremsen im Not-Halt-Fall  $M_{G\_es}$  wird gegen das zulässige Abtriebsdrehmoment beim Bremsen im Not-Halt-Fall  $M_{G\_per\_es}$  verglichen. Die Berechnung der zulässigen Not-Halt-Kennwerte ist dem Kapitel "Berechnung der zulässigen Not-Halt-Kennwerte" (→ 78) zu entnehmen.

$$M_{G\_es} \leq M_{G\_per\_es}$$

25423875979

$M_{G\_es}$	= Abtriebsdrehmoment beim Bremsen im Not-Halt-Fall	$[M_{G\_es}] = \text{Nm}$
$M_{G\_per\_es}$	= Zulässiges Abtriebsdrehmoment beim Bremsen im Not-Halt-Fall	$[M_{G\_per\_es}] = \text{Nm}$

### 5.3.7 Berechnung der aufzunehmenden Querkraft bei Not-Halt-Bremsung

Bei Applikationen, die eine betriebsmäßige Querkraftbelastung des Antriebs bedingen, muss zusätzlich die beim Bremsen im Not-Halt-Fall aufzunehmende Querkraft geprüft werden. Die aufzunehmende Querkraft berechnet sich aus dem Abtriebsdrehmoment beim Bremsen im Not-Halt-Fall, dem Durchmesser des Übertragungselements und dem Zuschlagsfaktor (z. B. für die Rienvorspannung).

$$F_{R\_es} = \frac{M_{G\_es} \times 2000}{d} \times f_z$$

25425632011

$F_{R\_es}$	= Aufzunehmende Querkraft am Getriebeabtrieb beim Bremsen im Not-Halt-Fall	$[F_{R\_es}] = N$
$M_{G\_es}$	= Abtriebsdrehmoment beim Bremsen im Not-Halt-Fall	$[M_{G\_es}] = Nm$
$d$	= Durchmesser des mechanischen Übertragungselements	$[d] = mm$
$f_z$	= Zuschlagsfaktor	$[f_z] = 1$

#### Prüfung der Querkraftbelastung bei Not-Halt-Bremsung

Die aufzunehmende Querkraft beim Bremsen im Not-Halt-Fall  $F_{R\_es}$  wird gegen die zulässige Querkraft des Getriebes beim Bremsen im Not-Halt-Fall  $F_{R\_per\_es}$  verglichen. Die Berechnung der zulässigen Not-Halt-Kennwerte ist dem Kapitel "Berechnung der zulässigen Not-Halt-Kennwerte" (→ 78) zu entnehmen.

$$F_{R\_es} \leq F_{R\_per\_es}$$

25424954891

$F_{R\_es}$	= Aufzunehmende Querkraft am Getriebeabtrieb beim Bremsen im Not-Halt-Fall	$[F_{R\_es}] = N$
$F_{R\_per\_es}$	= Zulässige Querkraft am Getriebeabtrieb beim Bremsen im Not-Halt-Fall	$[F_{R\_per\_es}] = N$

Falls die rechnerische Getriebebelastung beim Bremsen im Not-Halt-Fall über den Produktkennwerten des Getriebes liegt, müssen Maßnahmen ergriffen werden. Dazu zählen beispielsweise:

- Auswahl eines kleineren Bremsmoments.
- Auswahl eines größeren Getriebes.
- Querkraftfreie Anbindung des Getriebes an die Applikation durch separate Lagerung.

Bei Fahrapplikationen verlängert sich der Bremsweg bei kleinerem Bremsmoment. Bei Hubapplikationen sind hier Grenzen durch die erforderliche Haltefunktion (siehe Kapitel "Besondere Anforderung bei Hubapplikationen" (→ 70)) gesetzt. Bei der Auswahl eines größeren Getriebes sind alle Prüfungen wie Baubarkeit etc. erneut durchzuführen. Sollte ein größeres Getriebe baulich nicht möglich sein, können abweichende Maßnahmen ergriffen werden. Diese sind im Handbuch "Projektierung Bremse BE" dokumentiert.

### 5.3.8 Berechnung der zulässigen Not-Halt-Kennwerte

In diesem Abschnitt wird die Berechnung der zulässigen Not-Halt-Kennwerte beschrieben.

Berechnung des zulässigen Abtriebsdrehmoments bei Not-Halt-Bremsung für verschiedene Betriebsfaktoren  $f_B$

- Für  $f_B \leq 2.5$ :

$$M_{G\_per\_es} = 1.7 \times M_{a\_max}$$

25897099275

- Für  $f_B > 2.5$ :

$$M_{G\_per\_es} = 1.7 \times i_G \times 2.5 \times M_N$$

25897412235

Berechnung der zulässigen Querkraft am Getriebeabtrieb bei Not-Halt-Bremsung:

$$F_{R\_per\_es} = 1.7 \times F_{R\_per}$$

25917224587

$M_{G\_per\_es}$  = Zulässiges Abtriebsdrehmoment beim Bremsen im Not-Halt-Fall  $[M_{G\_per\_es}] = \text{Nm}$

$M_{a\_max}$  = Dauerhaft zulässiges Abtriebsdrehmoment des Getriebes  $[M_{a\_max}] = \text{Nm}$

$i_G$  = Getriebeübersetzung  $[i_G] = 1$

$M_N$  = Motorbemessungsdrehmoment  $[M_N] = \text{Nm}$

$F_{R\_per\_es}$  = Zulässige Querkraft am Getriebeabtrieb beim Bremsen im Not-Halt-Fall  $[F_{R\_per\_es}] = \text{N}$

$F_{R\_per}$  = Zulässige Querkraft am Getriebeabtrieb  $[F_{R\_per}] = \text{N}$

### HINWEIS



Die Anzahl zulässiger Not-Halt-Bremsungen ist aufgrund der erhöhten Getriebebelastung durch zulässige Not-Halt-Kennwerte auf maximal 1000 begrenzt.

### 5.3.9 Weiterführende Auswahlkriterien

Neben den bereits erläuterten dimensionierungsrelevanten Projektierungskriterien können zusätzliche applikative Anforderungen Einfluss auf die Auswahl der Bremse nehmen. Diese können aus sicherheitstechnischen Betrachtungen, normativer Grundlage oder aus Anforderungen des Betreibers resultieren. Weitere Auswahlkriterien sind zum Beispiel der maximale Anhalteweg, die Bremszeit oder die Haltegenauigkeit. Die hierfür erforderlichen Berechnungsschritte sind im Handbuch „Projektierung Bremse BE“ näher erläutert.

## 5.4 Berechnung und Auswahl des Frequenzumrichters

In diesem Abschnitt werden folgende Themen behandelt:

- Zuordnung des Frequenzumrichters anhand der Motorbemessungsleistung
- Berechnung des maximalen und effektiven Umrichterstroms
- Auswahl des Frequenzumrichters nach berechneten Motorströmen
- Auswahl des Frequenzumrichters für Betriebsarten mit stromgeführter Regelung
- Derating-Faktoren
- Bremswiderstand (optional)

### 5.4.1 Zuordnung des Frequenzumrichters über die Motorbemessungsleistung

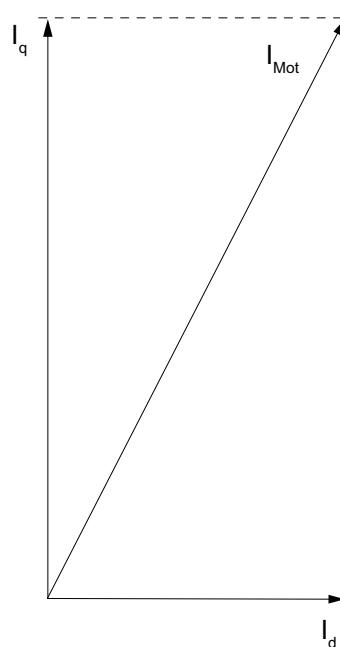
In vielen Fällen ist es ausreichend, den Frequenzumrichter anhand der entsprechenden Motorbemessungsleistung des zuvor ausgewählten Motors zuzuordnen. Im Sprachgebrauch wird die angegebene empfohlene Motorleistung bei konstanter Belastung als Umrichterleistung verstanden.

Eine Dimensionierung des Frequenzumrichters nach dem erforderlichen maximalen und effektiven Ausgangsstrom, und damit der tatsächlichen Auslastung des Motors, ist als allgemeine Vorgehensweise der Leistungszuordnung vorzuziehen. Beide Vorgehensweisen gelten für Betriebsarten wie U/f-Steuierung und spannungsgeführte Regelverfahren.

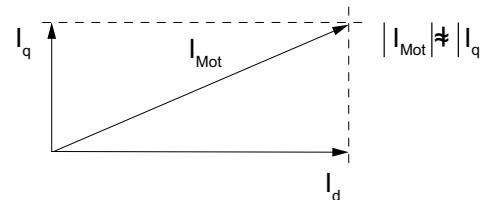
### 5.4.2 Berechnung des maximalen und effektiven Umrichterstroms

Der vom Frequenzumrichter aufzubringende Motorstrom setzt sich näherungsweise aus dem Magnetisierungsstrom und dem drehmomentbildenden Strom zusammen.

Diese Zusammenhänge werden in den folgenden Stromzeigerdiagrammen dargestellt.



[A]



[B]

24878517003

- [A] Motorauslastung nahe des Bemessungsbetriebspunkts
- [B] Motorauslastung im Teillastbetrieb
- $I_q$  Drehmomentbildender Strom
- $I_{Mot}$  Motorstrom
- $I_d$  Magnetisierungsstrom

Dabei gilt bei der Berechnung des Motorstroms der Satz des Pythagoras:

$$I_{Mot} = \sqrt{I_q^2 + I_d^2}$$

24878463243

- $I_{Mot}$  = Motorstrom
- $I_q$  = Drehmomentbildender Strom
- $I_d$  = Magnetisierungsstrom

- $[I_{Mot}] = A$
- $[I_q] = A$
- $[I_d] = A$

Aus den technischen Daten des Motors sind alle anteiligen Ströme im Bemessungsbetriebspunkt bereits bekannt. Mit Hilfe dieser Werte wird deutlich, dass im Bemessungsbetriebspunkt der Motorbemessungsstrom ungefähr dem drehmomentbildenden Strom entspricht. Dies gilt näherungsweise auch für Motorauslastungen (>75 %) nahe des Bemessungsbetriebspunkts [A].

Im Teillastbetrieb des Motors [B] ist dieser Vergleich nicht zulässig.

Für einen beliebigen Betriebspunkt kann über die tatsächliche Drehmomentauslastung des Motors der drehmomentbildende Strom  $I_q$  aus dem Bemessungswert  $I_{q\_N}$  berechnet werden. Die oben genannte Formel für den Motorstrom wird entsprechend angepasst:

$$I_{Mot} = \sqrt{\left(\frac{M_{Mot}}{M_N} \times I_{q\_N}\right)^2 + I_d^2}$$

24878470411

 $I_{Mot}$  = Motorstrom[ $I_{Mot}$ ] = A $M_{Mot}$  = Applikativ gefordertes Motordrehmoment[ $M_{Mot}$ ] = Nm $M_N$  = Motorbemessungsdrehmoment[ $M_N$ ] = Nm $I_{q\_N}$  = Bemessungswert des drehmomentbildenden Stroms[ $I_{q\_N}$ ] = A $I_d$  = Magnetisierungsstrom[ $I_d$ ] = A

Für Auslastungen > 75 % kann der Magnetisierungsstrom in erster Näherung rechnerisch vernachlässigt werden. Damit ergibt sich folgender vereinfachter Zusammenhang zur Berechnung des vom Frequenzumrichter aufzubringenden Motorstroms. Im Vergleich zur exakten Berechnung des Motorstroms für einen beliebigen Betriebspunkt sind bei DRN-Motoren Ungenauigkeiten von durchschnittlich 8 % bis zu 15 % zu berücksichtigen.

$$I_{Mot} = I_N \times \frac{M_{Mot}}{M_N}$$

24878466827

 $I_{Mot}$  = Motorstrom[ $I_{Mot}$ ] = A $I_N$  = Bemessungsstrom des Motors[ $I_N$ ] = A $M_{Mot}$  = Applikativ gefordertes Motordrehmoment[ $M_{Mot}$ ] = Nm $M_N$  = Motorbemessungsdrehmoment[ $M_N$ ] = Nm

Analog zur Motorauswahl wird der Frequenzumrichter anhand der maximalen und effektiven Belastung durch die Applikation gewählt.

Maximal erforderlicher Motorstrom zur Auswahl des Frequenzumrichters:

$$I_{max} = I_N \times \frac{M_{Mot\_ac\_tot}}{M_N}$$

18014418020810891

Effektiv erforderlicher Motorstrom zur Auswahl des Frequenzumrichters:

$$I_{eff} = I_N \times \frac{M_{Mot\_eff}}{M_N}$$

18014418020812555

 $I_{max}$  = Maximal erforderlicher Motorstrom[ $I_{max}$ ] = A $I_N$  = Bemessungsstrom des Motors[ $I_N$ ] = A $M_{Mot\_ac\_tot}$  = Gesamtdrehmoment der Applikation einschließlich der Eigenbeschleunigung des Motors im Fahrabschnitt "Beschleunigung" als Anforderung an den Motor inklusive Wirkungsgrade (motorisch)[ $M_{Mot\_ac\_tot}$ ] = Nm $M_N$  = Motorbemessungsdrehmoment[ $M_N$ ] = Nm $I_{eff}$  = Effektiv erforderlicher Motorstrom[ $I_{eff}$ ] = A $M_{Mot\_eff}$  = Effektives Motordrehmoment[ $M_{Mot\_eff}$ ] = Nm

### 5.4.3 Auswahl des Frequenzumrichters nach berechneten Motorströmen

Die Auswahl des Frequenzumrichters für die Betriebsarten U/f und spannungsgeführten Regelverfahren erfolgt anhand der berechneten Motorströme und des im jeweiligen Produktkatalog angegebenen Ausgangsbemessungsstroms  $I_{N\_FU}$  des Frequenzumrichters. Der Ausgangsbemessungsstrom bezieht sich je nach Frequenzumrichtertyp und -baugröße auf eine bestimmte PWM-Frequenz. Unter Umständen muss eine höhere PWM-Frequenz über die bereits erwähnten Derating-Faktoren berücksichtigt werden.

In der Regel bieten Frequenzumrichter eine maximal zulässige Überlastfähigkeit von beispielsweise 150 %. Die Überlastfähigkeit und ihre zulässige Dauer variiert je nach Typ und Baugröße und wird im folgenden Auswahlkriterium durch den Überlastfaktor  $f_{ol}$  beschrieben.

Die Auswahl der Umrichtergröße erfolgt nach untenstehenden Kriterien.

- Maximal benötigter Motorstrom (Maximalauslastung):

$$I_{max} < f_{ol} \times I_{N\_FU}$$

18014418020816907

- Benötigter effektiver Motorstrom (Dauerauslastung):

$$I_{eff} < I_{N\_FU}$$

18014418020818571

$I_{max}$  = Maximal benötigter Motorstrom

$[I_{max}]$  = A

$I_{eff}$  = Effektiv benötigter Motorstrom

$[I_{eff}]$  = A

$I_{N\_FU}$  = Ausgangsbemessungsstrom des Frequenzumrichters

$[I_{N\_FU}]$  = A

$f_{ol}$  = Überlastfaktor des Frequenzumrichters (beispielsweise 1.5 bei Überlastfähigkeit 150 %)

$[f_{ol}]$  = 1

Produktspezifische Informationen zu diesen Werten können dem jeweiligen Produktkatalog entnommen werden.

### 5.4.4 Auswahl des Frequenzumrichters für Betriebsarten mit stromgeführter Regelung

Bei stromgeführten Regelverfahren (z. B. Betriebsart CFC = Current Mode Flux Control) kann der Strombedarf zur Drehmomentbildung nicht manuell berechnet werden. Die Auswahl des Frequenzumrichters erfolgt stattdessen gemäß den im Katalog aufgeführten Kombinationsübersichten (Zuordnungstabellen). Über die Kombinationsübersicht (Zuordnungstabelle) ist festgelegt, in welcher Motor-Frequenzumrichter-Kombination ein bestimmtes Drehmoment  $M_{Mot\_max}$  bis zu einer bestimmten Drehzahlgrenze zur Verfügung steht.

Dem maximal erforderlichen Motordrehmoment, hier  $M_{Mot\_ac\_tot}$ , kann dort über den Vergleichswert  $M_{Mot\_max}$  direkt eine erforderliche Frequenzumrichtergröße zugeordnet werden.

## HINWEIS



Die Kombinationsübersichten (Zuordnungstabellen) in der Produktdokumentation unterscheiden sich nach Motortyp, Schaltungsart des Motors, Netzspannung und Netzfrequenz (z. B. Dreieck oder Stern bei AC 230 V/400 V und 50 Hz, Doppelstern bei AC 460 V und 60 Hz). Achten Sie darauf, dass Sie die richtige Kombinationsübersicht (Zuordnungstabelle) verwenden.

Achten Sie für jeden Frequenzumrichtertyp auf die Projektierungshinweise und Empfehlungen im entsprechenden Produktkatalog. Diese können auch für den Betrieb in anderen Steuer- und Regelverfahren (z. B. U/f, VFC,...) relevant sein.

#### 5.4.5 Derating-Faktoren

Aus verschiedenen Gründen kann es erforderlich sein, den Frequenzumrichter in einer höheren Leistungsstufe gegenüber der Motorbemessungsleistung zu wählen. Mögliche Einflüsse sind:

- hohe Überlastanforderungen
- besondere Umgebungsbedingungen (Aufstellungshöhe, Netzspannung, Temperatur)
- Dauerbetrieb mit erhöhter PWM-Frequenz
- 87-Hz-Betrieb und Dreieckschaltung des Motors (siehe Kapitel "Erweiterte Motorausnutzung oberhalb der Bemessungsdrehzahl im 87-Hz-Betrieb" (→ 86))

Die genannten Einflüsse, die sich reduzierend auf den maximalen oder effektiven Ausgangstrom des Frequenzumrichters auswirken, können durch verschiedene Derating-Faktoren berücksichtigt werden. Diese Derating-Faktoren sind aus Tabellen und Kennlinien den entsprechenden Produktkatalogen zu entnehmen und in den Berechnungen nicht berücksichtigt.

#### 5.4.6 Bremswiderstand (optional)

Nachdem die Baugröße des Frequenzumrichters bestimmt ist, werden alle erforderlichen Optionen zum Betrieb der Applikation gewählt. Wenn sich eine Applikation auch nur kurzzeitig im generatorischen Betriebszustand befindet, muss aufgrund der begrenzten Aufnahmefähigkeit des Zwischenkreis-Speichers ein Bremswiderstand projektiert werden. Mit Hilfe des Bremswiderstands wird die generatorische Energie aus dem Zwischenkreis in Wärme umgewandelt.

#### Berechnung und Auswahl des Bremswiderstands nach thermischer Auslastung

Der Bremswiderstand wird zum einen durch seinen ohmschen Widerstand und zum anderen durch die Dauerbremsleistung (= 100 % ED) klassifiziert. Dabei ist zu beachten, dass der ohmsche Widerstand des auszuwählenden Bremswiderstands einen bestimmten Wert nicht unterschreiten darf. Je kleiner der Widerstand, desto höher ist der Strom und die damit verbundene Belastung des Brems-Choppers. Der minimale Widerstandswert des Bremswiderstands  $R_{BW\_min}$  ist für jede Frequenzumrichter-Baugröße im Produktkatalog dokumentiert. Zu beachten ist:

$$R_{BW} \geq R_{BW\_min}$$

18014418020837131

$R_{BW}$  = Widerstandswert des (auszuwählenden) Bremswiderstands  $[R_{BW}] = \Omega$   
 $R_{BW\_min}$  = Minimaler Widerstandswert des Bremswiderstands nach Frequenzumrichter-Baugröße  $[R_{BW\_min}] = \Omega$

Zur Auswahl des Bremswiderstands hinsichtlich seiner thermischen Auslastung wird zunächst die mittlere generatorische Bremsleistung berechnet, die der Antrieb im Verlauf eines Fahrzyklus aufnimmt. Bei dieser Berechnung werden nur Fahrabschnitte im generatorischen Betrieb betrachtet, also jene, aus denen ein negativer Drehmomentwert hervorgeht (siehe Kapitel "Grundlagen der Projektierung von elektrischen Antrieben" (→ 10)).

Die mittlere Drehzahl in den einzelnen Fahrabschnitten berechnet sich als Mittelwert aus End- und Anfangsdrehzahlen. Für Beschleunigungs- oder Verzögerungsrampen entspricht das der halben Maximaldrehzahl, zum Beispiel für den Fahrabschnitt "Verzögerung":

$$\bar{n}_{Mot\_dec} = \frac{n_{Mot\_max}}{2}$$

18014418020822795

In den statischen Fahrabschnitten entspricht die mittlere Drehzahl genau der erreichten Maximaldrehzahl, zum Beispiel für den Fahrabschnitt "Konstante Geschwindigkeit":

$$\bar{n}_{Mot\_const} = n_{Mot\_max}$$

18014418020824459

Die gemittelte Bremsleistung errechnet sich aus den Größen Motordrehmoment und mittlere Drehzahl eines generatorischen Fahrabschnitts.

$$\bar{P}_{gen\_n} = \frac{M'_{Mot\_n\_tot} \times \bar{n}_{Mot\_n}}{9550}$$

18014418020826123

$\bar{P}_{gen\_n}$	= Gemittelte Bremsleistung im generatorischen Fahrabschnitt n	$[\bar{P}_{gen\_n}] = \text{kW}$
$M'_{Mot\_n\_tot}$	= Gesamtdrehmoment der Applikation inklusive Eigenbeschleunigung im Fahrabschnitt n als Anforderung an den Motor inklusive Wirkungsgrade (generatorisch)	$[M'_{Mot\_n\_tot}] = \text{Nm}$
$\bar{n}_{Mot\_n}$	= Mittlere Motordrehzahl im Fahrabschnitt n	$[\bar{n}_{Mot\_n}] = \text{min}^{-1}$

Um bei mehreren generatorischen Fahrabschnitten eine mittlere Bremsleistung zu erhalten, wird aus den gemittelten Bremsleistungen der einzelnen generatorischen Fahrabschnitte ein zeitlich gewichteter Mittelwert gebildet.

$$\begin{aligned}\bar{P}_{gen} &= \frac{\sum_{n=gen} \bar{P}_{gen\_n} \times t_n}{\sum_{n=gen} t_n} \\ &= \frac{\bar{P}_{gen\_1} \times t_1 + \bar{P}_{gen\_2} \times t_2 + \dots + \bar{P}_{gen\_n} \times t_n}{t_1 + t_2 + \dots + t_n}\end{aligned}$$

18014418020829451

$\bar{P}_{gen}$	= Mittlere generatorische Bremsleistung	$[\bar{P}_{gen}] = \text{kW}$
$\bar{P}_{gen\_n}$	= Gemittelte Bremsleistung im generatorischen Fahrabschnitt n	$[\bar{P}_{gen\_n}] = \text{kW}$
$t_n$	= Zeit im generatorischen Fahrabschnitt n	$[t_n] = \text{s}$

Zusätzlich wird zur Auswahl des Bremswiderstands die generatorische Einschaltdauer benötigt. Dabei handelt es sich um das Verhältnis der generatorischen Zeitabschnitte zur Gesamtzeit des Fahrzyklus.

$$ED_{BW} = \frac{\sum t_n}{t_{tot}} \times 100$$

18014418020832779

 $ED_{BW}$  = Generatorische Einschaltdauer[ $ED_{BW}$ ] = % $t_n$  = Zeit im generatorischen Fahrabschnitt n[ $t_n$ ] = s $t_{tot}$  = Gesamtzeit des Fahrzyklus[ $t_{tot}$ ] = s

## HINWEIS



Die generatorische Einschaltdauer  $ED_{BW}$  darf sich maximal auf eine Gesamtzeit des Fahrzyklus von  $t_{tot} = 120$  s beziehen, da dann die maximal zulässige Grenztemperatur des Widerstands als erreicht gilt. Bei einer generatorischen Einschaltdauer  $ED_{BW} \geq 120$  s gilt generell  $ED_{BW} = 100\%$ .

Die Leistungsdaten des Bremswiderstands sind im entsprechenden Produktkatalog in den Abstufungen 6 %, 12 %, 25 %, 50 % und 100 % Einschaltdauer  $ED_{BW}$  angegeben. Als Vergleichswert für die gemittelte generatorische Gesamtleistung wird der Leistungswert herangezogen, der zur nächsthöheren Einschaltdauer als der berechneten gehört. Ist das Ergebnis der Rechnung beispielsweise  $ED_{BW} = 17\%$ , muss der berechnete Wert der gemittelten generatorischen Gesamtleistung kleiner sein als der Katalogwert bei 25 %  $ED_{BW}$ . Für eine exaktere Auswahl der Einschaltdauern zwischen den Katalogabstufungen sind im Produkthandbuch des entsprechenden Frequenzumrichters Diagramme zur Umrechnung der berechneten Leistungswerte auf 100 %  $ED_{BW}$  in Abhängigkeit des Widerstandstyps zu finden.

## Prüfen des ausgewählten Bremswiderstands nach Spitzenbremsleistung

Ein bestimmter Wert des Bremswiderstands darf nicht überschritten werden, da sonst die kurzzeitig auftretenden Leistungsspitzen nicht abgebaut werden können. Dieser Grenzwert hängt von der auftretenden Spitzenbremsleistung und der Spannungsschwelle im Zwischenkreis ab, bei der der Brems-Chopper durchgeschaltet wird. Die Spannungsschwelle liegt für Schaltschrankumrichter ( $3 \times AC 400$  V) beispielsweise bei DC 970 V (siehe Produktdokumentation).

Die Spitzenbremsleistung muss im generatorischen Fahrabschnitt kurzzeitig dann aufgenommen werden, wenn die Applikation das höchste Drehmoment bei maximaler Motordrehzahl erzeugt. Die genannte Belastung durch die Spitzenbremsleistung tritt im Regelfall zu Beginn des Verzögerungsabschnitts auf.

$$P_{gen\_pk} = \frac{M'_{Mot\_dec\_tot} \times n_{Mot\_max}}{9550}$$

18014418020838795

 $P_{gen\_pk}$  = Spitzenbremsleistung[ $P_{gen\_pk}$ ] = kW $M'_{Mot\_dec\_tot}$  = Gesamtdrehmoment der Applikation einschließlich der Eigenverzögerung des Motors im Fahrabschnitt "Verzögerung" als Anforderung an den Motor inklusive Wirkungsgrade (generatorisch)[ $M'_{Mot\_dec\_tot}$ ] = Nm $n_{Mot\_max}$  = Maximale Motordrehzahl[ $n_{Mot\_max}$ ] = min<sup>-1</sup>

Anhand der oben genannten Werte lässt sich nun der für die Applikation maximal zulässige Bremswiderstandswert berechnen und mit dem zuvor gewählten Bremswiderstand vergleichen:

$$R_{BW\_max} = \frac{U_{DC}^2}{P_{gen\_pk}}$$

18014418020840459

$$R_{BW} < R_{BW\_max}$$

18014418020842123

$R_{BW\_max}$	= Maximaler Widerstandswert des Bremswiderstands abhängig von der Applikation	$[R_{BW\_max}] = \Omega$
$U_{DC}$	= Spannungsschwelle im Zwischenkreis, bei der der Brems-Chopper durchgeschaltet wird	$[U_{DC}] = V$
$P_{gen\_pk}$	= Spitzenbremsleistung	$[P_{gen\_pk}] = W$
$R_{BW}$	= Widerstandswert des (gewählten) Bremswiderstands	$[R_{BW}] = \Omega$

#### 5.4.7 Erweiterte Motorausnutzung oberhalb der Bemessungsdrehzahl im 87-Hz-Betrieb

Um einen Motor über seine mechanische Bemessungsleistung dauerhaft höher ausnutzen zu können, kann prinzipiell das Drehmoment oder die Drehzahl über den jeweiligen Bemessungswert hinaus gesteigert werden. Erst mit Blick auf die elektrischen Größen können Zusammenhang und Vorgehensweise der Leistungssteigerung hergeleitet werden. Damit eine erhöhte mechanische Leistung abgegeben werden kann, muss die elektrische Leistungsaufnahme gesteigert werden.

$$P_{act} = \sqrt{3} \times U_{Mot} \times I_{Mot} \times \cos \varphi$$

25739721995

$P_{act}$	= Wirkleistung des Motors	$[P_{act}] = kW$
$U_{Mot}$	= Motorspannung (Phase gegen Phase)	$[U_{Mot}] = V$
$I_{Mot}$	= Motorstrom (Außenleiterstrom)	$[I_{Mot}] = A$

Um eine thermische Überlast des Motors zu verhindern, ist eine Erhöhung des Motorstroms  $I_{Mot}$  über den Motorbemessungsstrom  $I_N$  hinaus generell zu vermeiden. Somit kann die elektrische Leistung lediglich über die Spannung als Stellgröße gesteigert werden.

Um die Spannung bei unverändertem Motorstrom erhöhen zu können, muss die Frequenz proportional zur Spannung erhöht werden. Das Verhältnis von Spannung zu Frequenz ( $U/f$ ) beschreibt die Magnetisierung innerhalb des Motors. Wenn es gelingt, das  $U/f$ -Verhältnis gleich zu halten, wird eine konstante Magnetisierung des Motors sichergestellt und der Übergang zur Feldschwächung (Eckpunkt) zu einer höheren Frequenz verschoben (siehe Kapitel "Thermische Motorauslastung" (→ 62)).

Zum Vergleich nimmt bei kleiner werdendem Verhältnis  $U/f$  die Magnetisierung ab. Um der sinkenden Magnetisierung entgegenzuwirken, müsste der benötigte Motorstrom zum Erreichen des Bemessungsdrehmoments überproportional erhöht werden, was zu einer thermischen Überlast des Motors führen könnte.

Im Hinblick auf das Ziel, die mechanische Bemessungsleistung zu erhöhen, führt eine erhöhte Frequenz zu einer höheren Motordrehzahl. Ein unveränderter Motorstrom bedeutet im Gegenzug ein gleichbleibendes Drehmoment.

Ein Anheben der Motorspannung über den Bemessungswert hinaus kann am Ausgang des Frequenzumrichters generell durch folgende Maßnahmen erreicht werden:

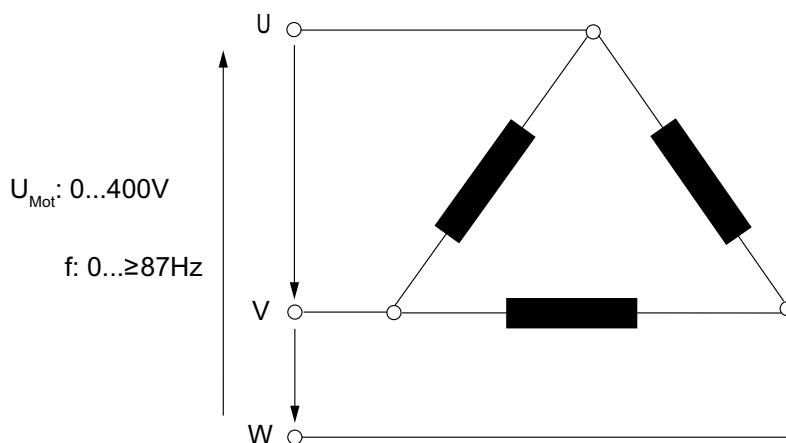
- Höhere Netzspannung an der Frequenzumrichter-Einspeisung

- Höhere Zwischenkreisspannung (z. B. sinusförmige Netzrückspeisung)
- Nutzung eines Motors mit niedrigerer Bemessungsspannung als die Netzspannung, zum Beispiel Umrichtermotoren oder Standardmotoren in Dreieckschaltung

### Dreieckschaltung des Motors

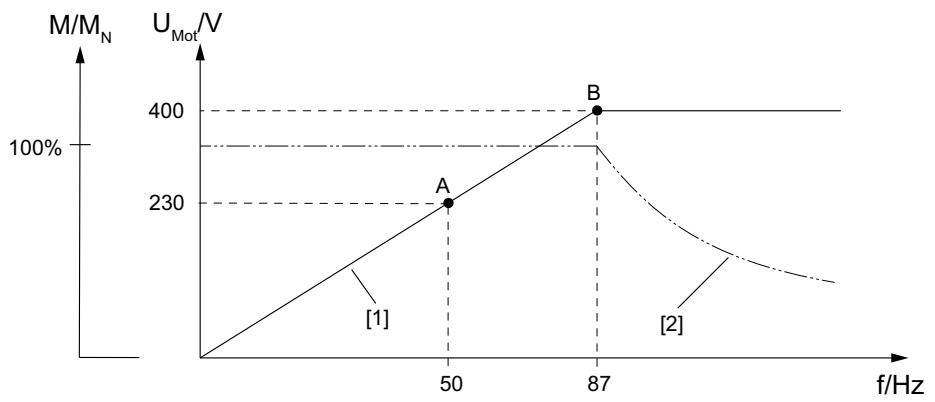
Um eine Spannungsreserve zwischen Netzspannung und Motorbemessungsspannung zu erhalten, wird ein Motor gewählt, dessen Bemessungsspannung in Sternschaltung der Netzspannung entspricht. Dieser Motor wird im Dreieck geschaltet, wodurch die Netzspannung um Faktor  $\sqrt{3}$  höher ist als die Motorbemessungsspannung in Dreieckschaltung.

Beispiel: Motor gemäß Typenschild mit Bemessungsspannung von 230 V $\Delta$ /400 V $\perp$ . Der Motor wird in Dreieck geschaltet und an einen Frequenzumrichter angeschlossen, wobei die Netzspannung am Eingang des Frequenzumrichters 400 V beträgt. Durch die Dreieckschaltung liegt der Bemessungspunkt der elektrischen Größen bei 230 V/50 Hz.



24901356939

### U/f-Kennlinie und Verlauf des Motordrehmoments in Abhängigkeit der Frequenz



28362493707

- $M/M_N$  Verhältnis Motordrehmoment zu Motorbemessungsdrehmoment
- $U_{Mot}$  Motorspannung
- $f$  Frequenz
- [A] Bemessungspunkt bei 230 V/50 Hz in Dreiecksschaltung
- [B] Eckpunkt bei 400 V/87 Hz in Dreieckschaltung
- [1] Spannungs-Frequenz-Kennlinie
- [2] Verlauf des Motordrehmoments in Abhängigkeit der Frequenz

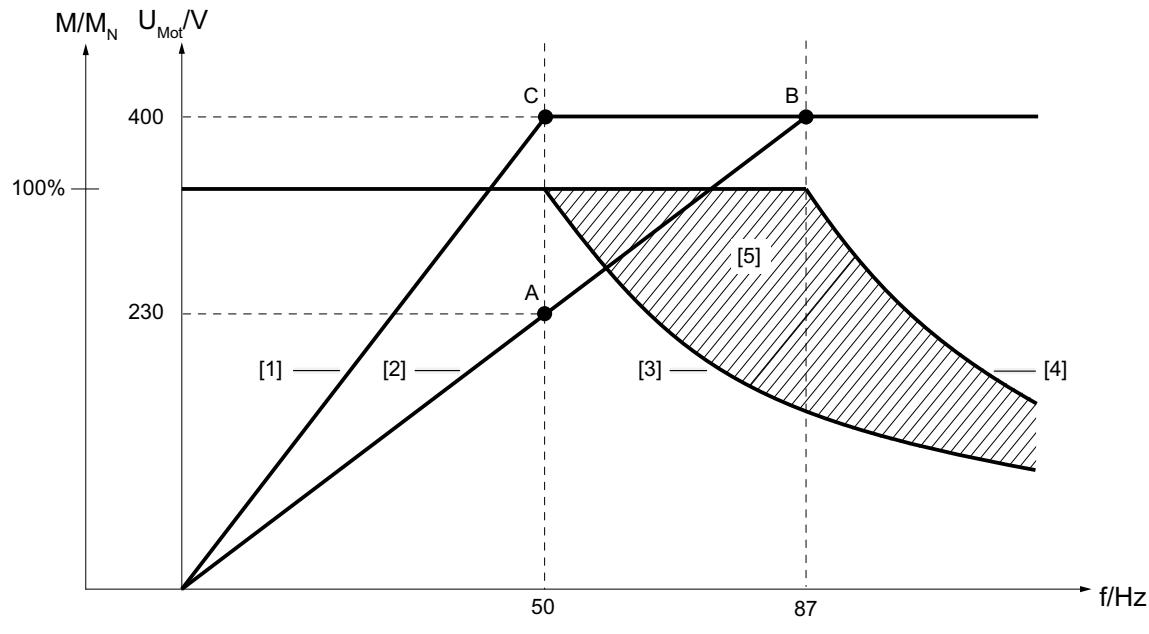
Mit der Differenz von Frequenzumrichter-Eingangsspannung zu Motorbemessungsspannung ergibt sich eine Spannungsreserve und die Möglichkeit, Spannung und Frequenz im gleichen Verhältnis oberhalb des Bemessungspunkts weiter zu erhöhen. Bei einer Frequenz von 87 Hz entspricht die Motorspannung bei konstantem U/f-Verhältnis der Netzzspannung und kann nicht weiter gesteigert werden. Die Verschiebung des Eckpunktes von 50 Hz auf 87 Hz gibt dem 87-Hz-Betrieb seinen Namen. Ab dem Eckpunkt 87 Hz beginnt der Bereich der Feldschwächung. Im Feldschwächbereich sinkt das verfügbare Motordrehmoment proportional zur Frequenz.

Im 87-Hz-Betrieb liegt eine höhere Spannung als der Bemessungswert an der Wicklung an. Durch die Spannungsfestigkeit der Wicklungsisolierung größer 1000 V wird deren Funktion nicht beeinträchtigt. Trotz höherer Spannung als der Bemessungswert führt der 87-Hz-Betrieb nicht zu einem signifikant höheren Strom und damit nicht zu einer thermischen Überlast. Es ergibt sich nahezu keine Änderung des Motorstroms, da einerseits das applikativ geforderte Drehmoment konstant bleibt und andererseits die Magnetisierung (U/f-Verhältnis) unverändert bleibt. Die gewünschte mechanische Leistungssteigerung erfolgt ausschließlich über die erhöhte Drehzahl (gleich erhöhte Frequenz) und nicht über eine Erhöhung des Drehmoments. Damit ergibt sich eine Leistung, die um den Faktor  $\sqrt{3}$  höher liegt als die Bemessungsleistung des Motors.

*U/f-Kennlinien und Leistungszugewinn*

Im nachfolgenden Schaubild werden die schaltungsabhängigen U/f-Kennlinien mit den zugehörigen Eck- und Bemessungspunkten in Stern- und Dreieckschaltung einander gegenübergestellt. Die Eckpunkte stellen nicht zwangsläufig die Bemessungspunkte dar.

Der Zugewinn an mechanischer Leistung wird anhand der Motordrehmoment-Verläufe in der folgenden Abbildung schraffiert dargestellt.



25894556555

- $M/M_N$  Verhältnis Motordrehmoment zu Motorbemessungsdrehmoment
- $U_{Mot}$  Motorspannung
- [A] Bemessungspunkt bei 230 V/50 Hz in Dreiecksschaltung
- [B] Eckpunkt bei 400 V/87 Hz in Dreiecksschaltung
- [C] Eckpunkt (= Bemessungspunkt) bei 400 V/50 Hz in Sternschaltung
- [1] U/f Kennlinie in Sternschaltung
- [2] U/f Kennlinie in Dreieckschaltung
- [3] Verlauf des Motordrehmoments in Abhängigkeit der Frequenz zu [1]
- [4] Verlauf des Motordrehmoments in Abhängigkeit der Frequenz zu [2]
- [5] Zugewinn an mechanischer Leistung

### Motivation und Einsatzmöglichkeiten

Die Motivation bei der Projektierung von Antrieben für den 87-Hz-Betrieb ist:

- Vergrößerung des Drehzahl-Stellbereichs bei konstantem Motordrehmoment, wodurch höhere Applikationsgeschwindigkeiten möglich sind.
- Einsatz kleinerer Motorbaugröße in Verbindung mit höherer Getriebeübersetzung ermöglicht Einsparungen bei
  - den Anschaffungskosten des Motors
  - dem erforderlichen Bauraum für den Motor
  - der Masse des Motors

Zu beachten:

Der 87-Hz-Betrieb sollte in einem spannungsgeführten Steuer- oder Regelverfahren durchgeführt werden. Stromgeführte Regelverfahren sind mit Einschränkungen im zugewonnenen Drehzahl-Stellbereich auch möglich.

Bei der Nutzung des Feldschwächbereichs ist das mit steigender Frequenz quadratisch fallende Kippmoment (proportional  $1/f^2$ ) zu beachten, das das verfügbare Motordrehmoment weiter einschränkt. Die Anpassung der Umrichterauswahl erfolgt bei 87-Hz-Betrieb auf Basis des erforderlichen Motorstroms in Dreieckschaltung, der sich um den Faktor  $\sqrt{3}$  gegenüber der Sternschaltung erhöht. Getriebeseitig bewirkt eine höhere Eintriebsdrehzahl größere Planschverluste, die zu einer höheren Getriebeerwärmung führen können. Dies ist bei der weiteren Projektierung zu prüfen.

## 6 Projektierung ungeregelter Antriebe

Antriebe, die direkt am Versorgungsnetz betrieben werden, werden in dieser Dokumentation als ungeregelte Antriebe bezeichnet. Die Projektierung von ungeregelten Antrieben weicht von der Vorgehensweise bei der Projektierung geregelter Antriebe ab. Das Anlauf- und Betriebsverhalten ist stark lastabhängig und folgt der durch Motortyp und -baugröße bedingten Drehzahl-Drehmoment-Kennlinie (siehe Kapitel "Grundlagen der Projektierung von elektrischen Antrieben" (→ 10)).

In den folgenden Kapiteln wird die Motorauswahl über die Leistung sowie die Getriebeauswahl über den Betriebsfaktor beschrieben:

- Leistungsberechnung
- Berechnung und Auswahl des Motors
- Berechnung und Auswahl der Bremse
- Berechnung und Auswahl des Getriebes

### 6.1 Leistungsberechnung

Bei der Projektierung von Netzmotoren ist es üblich, den Motor anhand von Leistungsdaten auszuwählen.

Die mechanische Leistung ist, bis auf die durch Wirkungsgrade (siehe Kapitel "Wirkungsgrad" (→ 42)) beschriebenen Verluste, über den gesamten Antriebsstrang konstant. Die mechanische Leistung berechnet sich als Produkt aus Kraft und Geschwindigkeit oder Drehmoment und Winkelgeschwindigkeit.

Somit kann die benötigte Motorleistung bereits aus applikationsseitigen Größen berechnet werden. Durch den Faktor 1000 dividiert, kann die Leistung direkt in Kilowatt angegeben werden.

Leistung (lineare Bewegung):

$$P = \frac{F \times v}{1000}$$

18014418020849547

Für rotative Bewegungen kann die Leistung über den bereits hergeleiteten Zusammenhang von Winkelgeschwindigkeit und Drehzahl in Abhängigkeit der Drehzahl beschrieben werden (siehe Kapitel "Abtriebsdrehzahl und Übersetzungsanforderung" (→ 25)).

Leistung (rotative Bewegung):

$$P = \frac{M \times \omega}{1000} = \frac{M \times \frac{2\pi \times n}{60}}{1000} = \frac{M \times n}{9550}$$

18014418020851211

P = Leistung

[P] = kW

F = Kraft

[F] = N

v = Geschwindigkeit

[v] = m s<sup>-1</sup>

M = Drehmoment

[M] = Nm

ω = Winkelgeschwindigkeit

[ω] = s<sup>-1</sup>

n = Drehzahl

[n] = min<sup>-1</sup>

Da der Motor die bestimmende Größe des ungeregelten Antriebsstrangs ist, wird er nach der erforderlichen Leistung als erste Komponente des Antriebsstrangs, noch vor dem Getriebe, gewählt.

Das Hauptkriterium zur Auswahl des Motors ist die dauerhaft aufzubringende statische Leistung, die aus der statischen Kraft zur Überwindung von Reibung oder Gravitation berechnet wird. So ist gewährleistet, dass der Motor im Dauerbetrieb thermisch nicht überlastet wird. Zusätzlich kann es gerade bei Taktbetrieb erforderlich sein, die kurzzeitig auftretende Maximalbelastung, also die Summe aus statischer und dynamischer Leistung, zu berechnen und zu prüfen.

Statische Leistung (lineare Bewegung):

$$P_{stat} = \frac{F_{stat} \times v}{1000}$$

18014418020852875

Statische Leistung (rotative Bewegung):

$$P_{stat} = \frac{M_{stat} \times n_L}{9550}$$

18014418020854539

Dynamische Leistung (lineare Bewegung):

$$P_{dyn} = \frac{F_{dyn} \times v}{1000}$$

18014418020856203

Dynamische Leistung (rotative Bewegung):

$$P_{dyn} = \frac{M_{dyn} \times n_L}{9550}$$

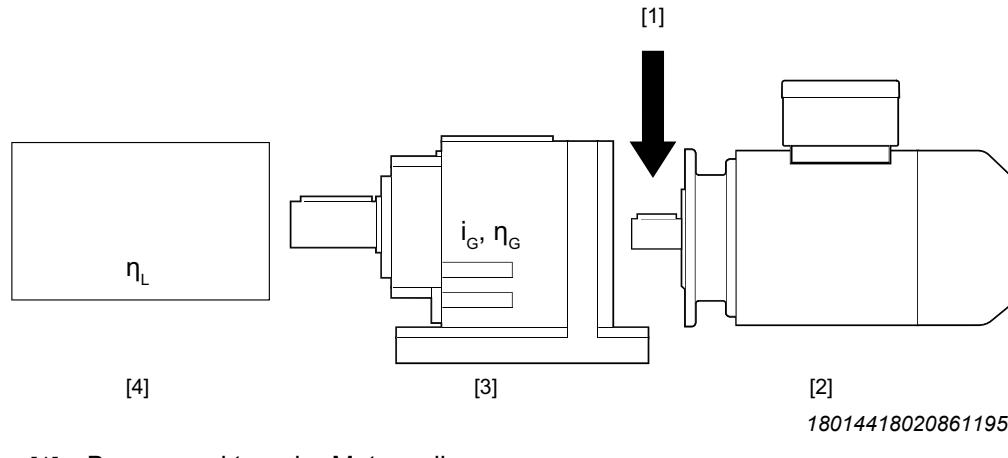
18014418020857867

Maximal erforderliche Leistung der Applikation im Fahrabschnitt "Beschleunigung":

$$P_{max} = P_{stat} + P_{dyn}$$

18014418020859531

$P_{stat}$	= Statische Leistung der Applikation	$[P_{stat}]$ = kW
$F_{stat}$	= Statische Kraft der Applikation	$[F_{stat}]$ = N
$v$	= Geschwindigkeit der Applikation	$[v]$ = m s <sup>-1</sup>
$M_{stat}$	= Statisches Drehmoment der Applikation	$[M_{stat}]$ = Nm
$n_L$	= Drehzahl der Applikation	$[n_L]$ = min <sup>-1</sup>
$P_{dyn}$	= Dynamische Leistung der Applikation	$[P_{dyn}]$ = kW
$F_{dyn}$	= Dynamische Kraft der Applikation	$[F_{dyn}]$ = N
$M_{dyn}$	= Dynamisches Drehmoment der Applikation	$[M_{dyn}]$ = Nm
$P_{max}$	= Maximal erforderliche Leistung der Applikation im Fahrabschnitt "Beschleunigung"	$[P_{max}]$ = kW



[1] Bezugspunkt an der Motorwelle

[2] Motor

[3] Getriebe

[4] Applikation

$\eta_L$  Lastwirkungsgrad

$i_G$  Getriebeübersetzung

$\eta_G$  Getriebewirkungsgrad

Die berechneten Leistungswerte der Applikation werden mit dem Gesamtwirkungsgrad als Produkt aus Lastwirkungsgrad  $\eta_L$  und Getriebewirkungsgrad  $\eta_G$  beaufschlagt (siehe Kapitel "Wirkungsgrad" (→ 42)). Dadurch ergeben sich die Leistungsanforderungen an den Motor.

Statische Leistung einschließlich Last- und Getriebewirkungsgrad für den Fahrabschnitt "Konstante Geschwindigkeit":

$$P_{Mot\_stat} = \frac{P_{stat}}{\eta_L \times \eta_G}$$

18014418020863371

Maximale Leistung der Applikation einschließlich Last- und Getriebewirkungsgrad für den Fahrabschnitt "Beschleunigung":

$$P_{Mot\_max} = \frac{P_{max}}{\eta_L \times \eta_G}$$

18014418020865035

$P_{Mot\_stat}$  = Statische Leistung der Applikation als Anforderung an den Motor inklusive Wirkungsgrade (motorisch)

$[P_{Mot\_stat}]$  = kW

$P_{stat}$  = Statische Leistung der Applikation

$[P_{stat}]$  = kW

$\eta_L$  = Lastwirkungsgrad

$[\eta_L]$  = 1

$\eta_G$  = Getriebewirkungsgrad

$[\eta_G]$  = 1

$P_{Mot\_max}$  = Maximale Leistung der Applikation als Anforderung an den Motor inklusive Wirkungsgrade (motorisch)

$[P_{Mot\_max}]$  = kW

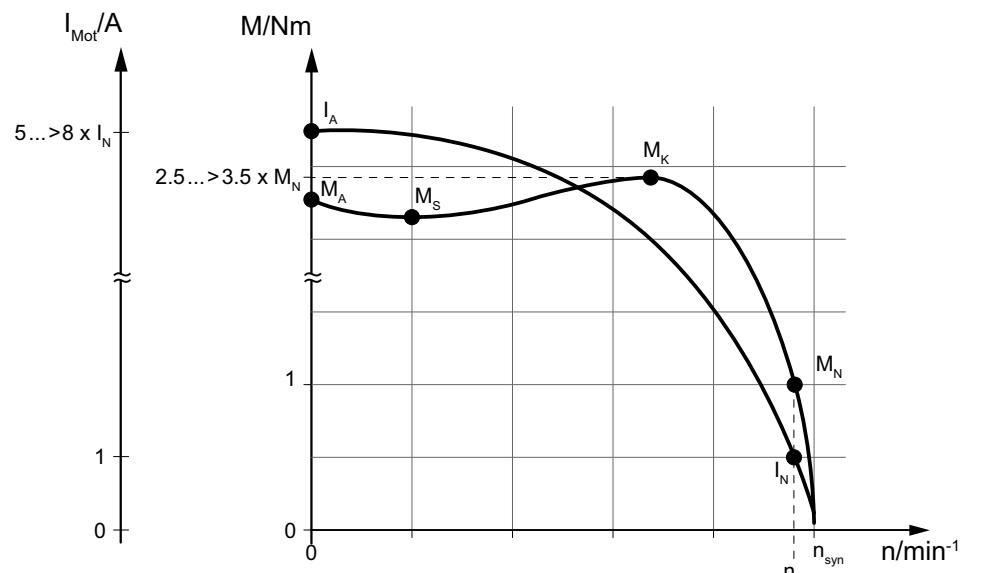
$P_{max}$  = Leistung der Applikation im Fahrabschnitt "Beschleunigung"

$[P_{max}]$  = kW

## 6.2 Berechnung und Auswahl des Motors

### 6.2.1 Drehzahl-Drehmoment-Kennlinie des Asynchronmotors

Die Drehzahl-Drehmoment-Kennlinie (siehe folgende Abbildung) beschreibt das Verhalten von asynchronen Drehstrommotoren während des Anlaufs am Netz. Dabei sind jeder Motortyp und jede Motorbaugröße durch eine eigene Drehzahl-Drehmoment-Kennlinie charakterisiert, nachfolgende Werte gelten für IE3-Motoren der Baureihe DRN. Zusätzlich wird als weitere Kenngröße die zugehörige Drehzahl-Strom-Kennlinie im selben Diagramm aufgeführt.



18014418020869259

$I_{\text{Mot}}$	Motorstrom in Abhängigkeit der Drehzahl
$M$	Motordrehmoment in Abhängigkeit der Drehzahl
$I_A$	Anlaufstrom
$M_A$	Anlaufmoment
$M_S$	Sattelmoment
$M_K$	Kippmoment
$M_N$	Bemessungsmoment
$I_N$	Motorbemessungsstrom
$n_N$	Bemessungsdrehzahl
$n_{\text{syn}}$	Synchrondrehzahl
$n$	Drehzahl

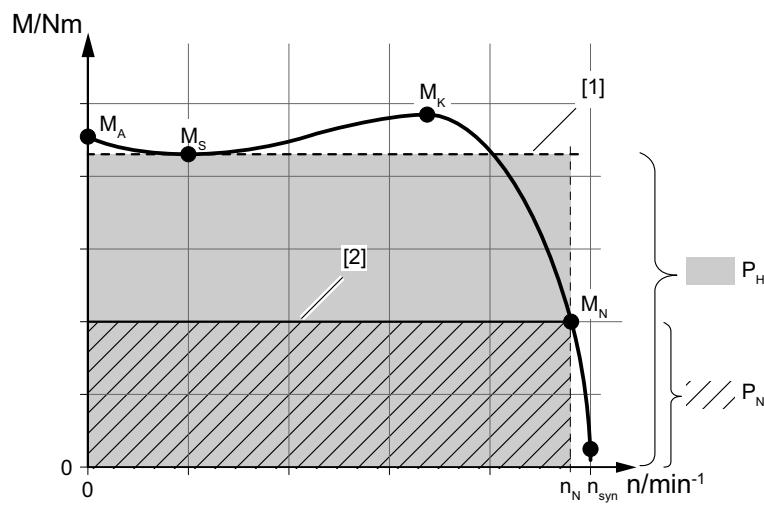
Sobald der Motor am Netz eingeschaltet wird, wirkt das Anlaufmoment  $M_A$  unabhängig von der applikativen Motorbelastung. Während der anschließenden Hochlaufphase durchläuft der Motor seine Drehzahl-Drehmoment-Kennlinie. Dabei werden die charakteristischen Punkte Sattelmoment  $M_S$  und Kippmoment  $M_K$  durchlaufen, bis der lastabhängige Betriebspunkt erreicht wird. Bei Belastung mit Bemessungsmoment erreicht der Motor nach der Hochlaufphase seine Bemessungsdrehzahl. Der genaue Verlauf der Drehzahl-Drehmoment-Kennlinie ist von konstruktiven Faktoren, wie zum Beispiel der Form der Leiterstäbe im Rotor zur Stromverdrängung oder der Polzahl des Motors abhängig.

Das Kippmoment ist je nach Motortyp und Ausführung 2- bis 4-mal so groß wie das Bemessungsdrehmoment. Wenn der Motor im laufenden Betrieb so stark belastet wird, dass das erforderliche Drehmoment das Kippmoment übersteigen würde, fällt die Motordrehzahl auf den Wert 0 zurück (Motorstillstand). Dies wird im Sprachgebrauch als "Kippen des Motors" bezeichnet. Wenn keine Schutzmaßnahmen ergriffen werden, kann der Motor aufgrund der dort wirkenden hohen Strombelastung thermisch zerstört werden.

Im Augenblick des Anlaufens am Netz (Drehzahl = 0 min<sup>-1</sup>) fließt der maximale Motorstrom, der bei IE3-Motoren dem 5- bis 9-fachen Wert des Motorbemessungsstroms entspricht. Mit zunehmender Drehzahl sinkt der Motorstrom, bis bei Erreichen des Bemessungsdrehmoments der Motorbemessungsstrom fließt.

Der Bemessungsbetriebspunkt ist der thermische Bemessungspunkt des Motors. Wenn der Motor mit Nennlast belastet wird, kann er ohne thermische Überlastung dauerhaft betrieben werden. Unter höherer Belastung darf der Motor nur kurzzeitig im Aussetzbetrieb betrieben werden.

Zur Vereinfachung der Drehzahl-Drehmoment-Kennlinie wird ein konstantes Hochlaufmoment  $M_H$  als Ersatzkenngröße definiert. Dieses Hochlaufmoment steht näherungsweise während der gesamten Beschleunigungsphase zur Verfügung.



18014418301184651

- [1] Hochlaufmoment  $M_H$
- [2] Lastkennlinie bei konstanter Last ( $M_{Mot\_stat} = M_N$ )
- M Drehmoment
- $M_A$  Anlaufmoment
- $M_S$  Sattelmoment
- $M_K$  Kippmoment
- $M_N$  Bemessungsdrehmoment
- $n_N$  Bemessungsdrehzahl
- $n_{Syn}$  Synchrongeschwindigkeit
- n Drehzahl
- $P_H$  Verfügbare Motorleistung während des Hochlaufs
- $P_N$  Bemessungsleistung des Motors

Bei der Auswahl des Netzmotors ist ein Betriebspunkt unterhalb des Nennbetriebspunkts anzustreben. Daraus resultiert eine Motordrehzahl nahe der Bemessungsdrehzahl, zwischen Bemessungsdrehzahl und Synchrongeschwindigkeit. Aufgrund der geringen Drehzahlabweichung kann die Motorauswahl nach der erforderlichen Leistung (siehe Kapitel "Leistungsberechnung" (→ 91)) erfolgen. In der Abbildung wird die Leistung vereinfacht als Produkt aus Drehmoment und Drehzahl durch die gekennzeichneten Flächen angedeutet.

## 6.2.2 Auswahlkriterien

Der Netzmotor wird nach 2 Kriterien gewählt:

### Erstes Auswahlkriterium: Statische Leistung

Durch die Auswahl des Motors nach statischer Leistung wird sichergestellt, dass der Motor im S1-Betrieb thermisch nicht überlastet wird. Die erforderliche Dauerleistung  $P_{Mot\_stat}$  muss kleiner gleich der Bemessungsleistung  $P_N$  des Motors sein.

Der Einfluss von eventuellen Schaltvorgängen auf die thermische Auslastung des Motors im Aussetzbetrieb wird im Abschnitt "Schalthäufigkeit" (→ 103) ausführlich erläutert.

$$P_{Mot\_stat} \leq P_N$$

18014418020876683

$P_{Mot\_stat}$  = Statische Leistung der Applikation als Anforderung an den Motor inklusive Wirkungsgrade (motorisch)  $[P_{Mot\_stat}]$  = kW

$P_N$  = Bemessungsleistung des Motors (Katalogwert)  $[P_N]$  = kW

### Zweites Auswahlkriterium: Maximal erforderliche Leistung

Durch die Auswahl des Motors nach der maximal erforderlichen Leistung wird sichergestellt, dass zusätzlich zum S1-Betrieb die geforderte Mindestbeschleunigung der Applikation eingehalten werden kann. Die maximal erforderliche Leistung  $P_{Mot\_max}$  muss kleiner sein als die während des Hochlaufs umgesetzte Leistung  $P_H$  des Motors. Die verfügbare Hochlaufleistung kann aus der Bemessungsleistung und dem Hochlauffaktor ( $M_H/M_N$ ) berechnet werden. Die Werte können dem entsprechenden Produktkatalog entnommen werden.

$$P_H = P_N \times \frac{M_H}{M_N}$$

28421257867

$$P_{Mot\_max} \leq P_H$$

18014418020878347

$P_H$  = Verfügbare Motorleistung während des Hochlaufs  $[P_H]$  = kW

$P_N$  = Bemessungsleistung des Motors (Katalogwert)  $[P_N]$  = kW

$M_H/M_N$  = Hochlauffaktor (Katalogwert)  $[M_H/M_N]$  = 1

$P_{Mot\_max}$  = Maximal erforderliche Leistung der Applikation als Anforderung an den Motor inklusive Wirkungsgrade (motorisch)  $[P_{Mot\_max}]$  = kW

Im Vergleich der beiden Auswahlkriterien ist das erste Kriterium, die Auswahl nach statischer Leistung, höher einzustufen, weil es die thermische Überlastung des Antriebs ausschließt. Wenn das erste Auswahlkriterium nicht eingehalten wird, kann es zu Schäden am Motor kommen.

Wenn das Auswahlkriterium nach maximal erforderlicher Leistung nicht erfüllt ist, wird der Motor zwar nicht beschädigt, aber die Applikation wird langsamer beschleunigt. Eventuelle Vorgaben zu Taktzeiten können nicht eingehalten werden.

**Aussetzbetrieb**

Wenn der Motor nicht im S1-Betrieb läuft, ergibt sich durch den Wechsel von Belastungsabschnitten und der Abkühlung in Pausenabschnitten eine geringere Erwärmung. Diese zusätzlichen thermischen Reserven ermöglichen in den Belastungsabschnitten eine höhere Auslastung des Motors als mit Bemessungsleistung. Die mögliche höhere Motorauslastung wird durch den Leistungssteigerungsfaktor K ausgedrückt.

$$P_{Mot\_stat} \leq P_N \times K$$

25008551179

$P_{Mot\_stat}$  = Statische Leistung der Applikation als Anforderung an den  $[P_{Mot\_stat}] = \text{kW}$   
Motor inklusive Wirkungsgrade (motorisch)

$P_N$  = Bemessungsleistung des Motors (Katalogwert)  $[P_N] = \text{kW}$   
 $K$  = Leistungssteigerungsfaktor  $[K] = 1$

Der Leistungssteigerungsfaktor K kann folgender Tabelle entnommen werden. Die jeweiligen Betriebsarten sind in der IEC 60034 definiert.

**Leistungssteigerungsfaktor K für die verschiedenen Betriebsarten**

Betriebsart			Leistungssteigerungsfaktor K
S2	Betriebsdauer	60 min	1.1
		30 min	1.2
		10 min	1.4
S3	Relative Einschalt-dauer ED bezogen auf 10 min Spieldauer.	60 %/75 %	1.1
		40 %	1.15
		25 %	1.3
		15 %	1.4
S4 – S10	Zur Bestimmung der Bemessungsleistung und der Betriebsart sind Zahl und Art der Schaltungen pro Stunde, Hochlaufzeit, Belastungsdauer, Bremsart, Bremszeit, Leerlaufzeit, Spieldauer, Stillstandszeit und Leistungsbedarf anzugeben.	Auf Anfrage	

### 6.2.3 Motoranlauf prüfen

Aufgrund charakteristischer Eigenschaften von Drehstrom-Asynchronmotoren kann das Verhältnis von Hochlauf- zu Bemessungsleistung z. B. in einem Wertebereich von 1.6 bis 2.9 liegen. Dieser Wertebereich gilt äquivalent auch für das Verhältnis von Hochlauf- zu Bemessungsdrehmoment. Dadurch steht unter Umständen ein deutlich höheres Beschleunigungsmoment zur Verfügung als für die Applikation erforderlich (siehe Kapitel "Bewertung des Anlaufverhaltens" (→ 69) ist).

Eine zu hohe Beschleunigung kann Schäden an mechanischen Komponenten wie Übertragungselementen, Vorgelegten oder Getrieben hervorrufen oder in Fahrapplikationen beispielsweise zum Durchrutschen von Rädern oder Riemen führen. Daraus kann ein veränderter Fahrzyklus oder höherer Materialverschleiß resultieren. Deshalb ist es sinnvoll, das tatsächliche Anlaufverhalten des Antriebs nachzurechnen und mit den geforderten Randbedingungen abzugleichen, bevor weitere Komponenten des Antriebsstrangs ausgewählt werden können.

Der gewählte Motor bringt, unabhängig von der Belastung, bei jedem Anlaufvorgang sein Hochlaufmoment auf. Ein Teil dieses Hochlaufmoments wird dazu genutzt, die statischen Widerstandskräfte (Reibung oder Gravitation) zu überwinden. Dieses statische Lastmoment  $M_{Mot\_stat}$  an der Motorwelle ergibt sich aus der bereits berechneten statischen Leistung  $P_{Mot\_stat}$ .

$$M_{Mot\_stat} = \frac{P_{Mot\_stat} \times 9550}{n_{Mot}}$$

25047385867

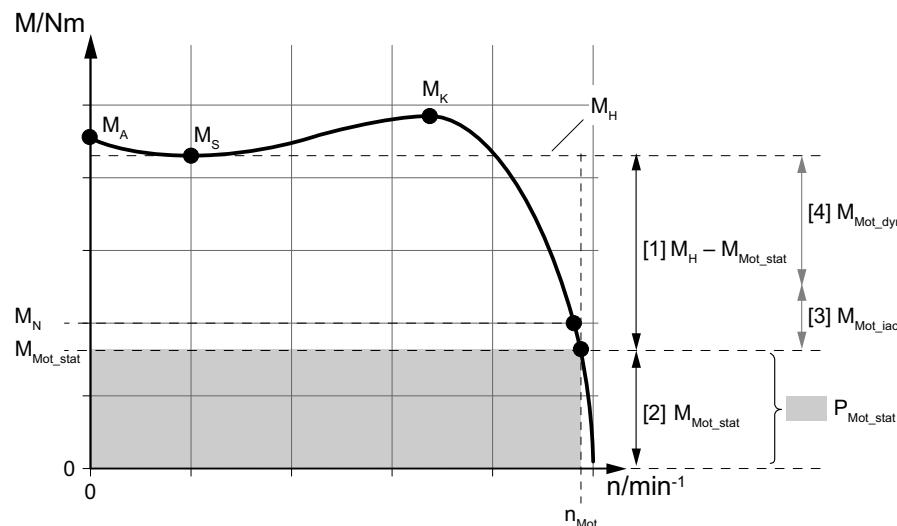
$M_{Mot\_stat}$  = Statisches Drehmoment der Applikation als Anforderung [math>M\_{Mot\\_stat}] = \text{Nm}  
an den Motor inklusive Wirkungsgrade (motorisch)

$P_{Mot\_stat}$  = Statische Leistung der Applikation als Anforderung an [math>P\_{Mot\\_stat}] = \text{kW}  
den Motor inklusive Wirkungsgrade (motorisch)

$n_{Mot}$  = Motordrehzahl [math>n\_{Mot}] = \text{min}^{-1}

Der restliche Teil des Hochlaufmoments ( $M_H - M_{Mot\_stat}$ ) wird zur Beschleunigung aller vorhandenen Massenträgheitsmomente aufgewendet. Diese Massenträgheitsmomente sind in erster Linie die Eigenträgheit des Motors  $J_{Mot}$  und der Optionen sowie die auf die Motorwelle reduzierte Lastträgheit. In Abhängigkeit des Massenträgheitsverhältnisses ( $J_x/J_{Mot}$ ) teilt sich das zur Verfügung stehende Beschleunigungsmoment ( $M_H - M_{Mot\_stat}$ ) anteilig auf beide Massenträgheiten auf.

In der folgenden Abbildung sind die relevanten Drehmomente beispielhaft dargestellt. Um die Größen mit den technischen Daten des Motors ( $M_N$ ,  $M_H$ ,  $J_{Mot}$ ) direkt verglichen zu können, werden alle Applikationskenngrößen ( $M_{Mot\_stat}$ ,  $J_x$ ) in diesem Zusammenhang motorseitig betrachtet.



18014418301458827

- [1] Beschleunigungsmoment ( $M_H - M_{Mot\_stat}$ )
- [2] Statisches Lastmoment an der Motorwelle  $M_{Mot\_stat}$
- [3] Beschleunigungsmoment, anteilig für Motor  
(hier beispielhaft 1:2 bei  $J_x/J_{Mot} = 2$ )
- [4] Beschleunigungsmoment, anteilig für Last  
(hier beispielhaft 2:1 bei  $J_x/J_{Mot} = 2$ )
- M** Drehmoment
- $M_N$**  Bemessungsdrrehmoment
- $M_{Mot\_stat}$**  Statisches Drehmoment der Applikation als Anforderung an den Motor inklusive Wirkungsgrade (motorisch)
- $M_{Mot\_dyn}$**  Dynamisches Drehmoment
- $M_{Mot\_iac}$**  Dynamisches Drehmoment zur Eigenbeschleunigung oder -verzögerung des Motors
- $P_{Mot\_stat}$**  Statische Leistung der Applikation als Anforderung an den Motor inklusive Wirkungsgrade (motorisch)
- $M_A$**  Anlaufmoment
- $M_S$**  Sattelmoment
- $M_K$**  Kippmoment
- $M_H$**  Hochlaufmoment
- $n_{Mot}$**  Motordrehzahl
- n** Drehzahl

Um die tatsächliche Hochlaufzeit  $t_H$  zu erhalten, wird die bereits angepasste Berechnungsformel (siehe Abschnitt Motorauslastung) des dynamischen Drehmoments in Abhängigkeit der Drehzahl sowie der Beschleunigungszeit verwendet. Diese Formel wird nach der Beschleunigungszeit  $t_{ac}$  aufgelöst.

Dynamisches Drehmoment:

$$M_{dyn} = J \times \alpha = \frac{J \times n}{9.55 \times t_{ac}}$$

18014418020884619

Beschleunigungszeit:

$$t_{ac} = \frac{J \times n}{9.55 \times M_{dyn}}$$

18014418020886283

$M_{dyn}$  = Dynamisches Drehmoment  
 $J$  = Massenträgheitsmoment  
 $\alpha$  = Winkelbeschleunigung  
 $n$  = Drehzahl  
 $t_{ac}$  = Beschleunigungszeit

$[M_{dyn}]$  = Nm  
 $[J]$  = kgm<sup>2</sup>  
 $[\alpha]$  = s<sup>-2</sup>  
 $[n]$  = min<sup>-1</sup>  
 $[t_{ac}]$  = s

Durch Einsetzen der folgenden Größen in diese Formel erhält man die Hochlaufzeit  $t_H$  des Antriebs:

- Beschleunigungszeit  $t_{ac} = t_H$
- Massenträgheitsmoment  $J = J_{Mot} + J_x$
- Drehzahl  $n = n_{Mot}$
- Beschleunigungsmoment  $M_{dyn} = M_H - M_{Mot\_stat}$

Der Zusammenhang ( $M_H - M_{Mot\_stat}$ ) gilt für Vertikalbewegungen aufwärts, Horizontal- und Drehbewegungen. Bei den auf die Motorwelle reduzierten Größen, wie Lastträgheit und statisches Lastmoment, werden die relevanten Wirkungsgrade berücksichtigt.

Hochlaufzeit (für Bewegungen vertikal aufwärts, horizontal und rotativ):

$$t_H = \frac{\left( J_{Mot} + \frac{J_x}{\eta_L \times \eta_G} \right) \times n_{Mot}}{9.55 \times (M_H - M_{Mot\_stat})}$$

18014418020887947

$t_H$	= Hochlaufzeit	$[t_H]$ = s
$J_{Mot}$	= Massenträgheit des Motors	$[J_{Mot}]$ = kgm <sup>2</sup>
$J_x$	= Massenträgheitsmoment der Last reduziert auf die Motorwelle	$[J_x]$ = kgm <sup>2</sup>
$\eta_L$	= Lastwirkungsgrad	$[\eta_L]$ = 1
$\eta_G$	= Getriebewirkungsgrad	$[\eta_G]$ = 1
$n_{Mot}$	= Motordrehzahl	$[n_{Mot}]$ = min <sup>-1</sup>
$M_H$	= Hochlaufmoment	$[M_H]$ = Nm
$M_{Mot\_stat}$	= Statisches Drehmoment der Applikation als Anforderung an den Motor inklusive Wirkungsgrade (motorisch)	$[M_{Mot\_stat}]$ = Nm

Die tatsächliche Betriebsdrehzahl des Motors  $n_{Mot}$  ist üblicherweise größer als die Motorbemesssdrehzahl und kleiner als die Synchrongeschwindigkeit. Die Betriebsdrehzahl kann bei bekanntem Lastmoment nur unter Zuhilfenahme der Motorkennlinie exakt bestimmt werden. Aufgrund der geringen Abweichung zwischen Betriebs- und Motorbemesssdrehzahl wird zur Vereinfachung der Berechnung die Motorbemesssdrehzahl verwendet.

### Bewertung des Anlaufverhaltens

Für bestimmte Applikationen kann eine genaue Betrachtung des Anlaufverhaltens erforderlich sein. Wie bereits erwähnt, kann eine zu hohe Beschleunigung Schäden an mechanischen Komponenten wie Übertragungselementen, Vorgelegten oder Getrieben hervorrufen oder in Fahrapplikationen beispielsweise zum Durchrutschen von Rädern oder Riemen führen. Daraus können ein abweichender, unkontrollierter Fahrzyklus und höherer Materialverschleiß resultieren.

Deshalb ist es erforderlich, die Beschleunigung der Applikation bei Motorhochlauf nachzurechnen und mit den geforderten Randbedingungen abzulegen, bevor weitere Komponenten des Antriebsstrangs gewählt werden können.

Beschleunigung der Applikation bei Motorhochlauf:

$$a_H \approx \frac{v}{t_H}$$

18014418020889611

$a_H$  = Beschleunigung der Applikation bei Motorhochlauf

$[a_H] = m s^{-2}$

$v$  = Geschwindigkeit der Applikation

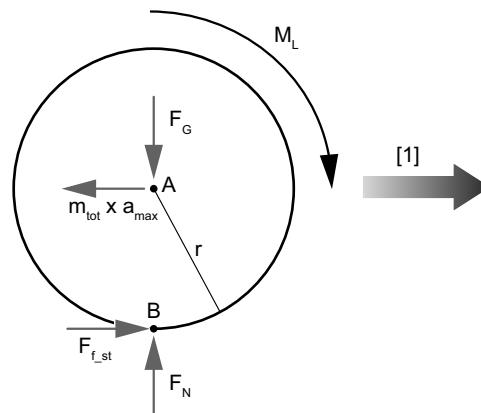
$[v] = m s^{-1}$

$t_H$  = Hochlaufzeit

$[t_H] = s$

Im Allgemeinen kann die berechnete Hochlaufbeschleunigung gegen die maximal zulässige Beschleunigung der Applikation geprüft werden. Bei Fahrapplikationen kann die maximal übertragbare Beschleunigung aus den Applikationsdaten selbst berechnet werden:

Die maximal zulässige Beschleunigung lässt sich bei Fahrapplikationen aus einer Betrachtung des Durchrutschens der Räder herleiten. Nach Freischneiden eines Rads werden Kräfte- und Momentengleichgewichte aufgestellt und ein Term zur Berechnung der maximal möglichen Beschleunigung hergeleitet.



26877721867

[1] Bewegungsrichtung

A Drehpunkt des Rads

B Kontaktpunkt zwischen Rad und Boden (keine Relativbewegung)

$M_L$  Antriebsdrehmoment an der Applikation

$F_G$  Erdanziehungskraft

$m_{tot}$  Gesamtmasse der Applikation

$a_{max}$  Maximal mögliche Beschleunigung

r Radius

$F_{f,st}$  Hafreibungskraft

$F_N$  Normalkraft

Kräftegleichgewicht in horizontaler Bewegungsrichtung:

$$F_{f,st} = m_{tot} \times a_{max}$$

27505964939

Aus der Momentenbilanz um den Bezugspunkt B ergibt sich folgender Zusammenhang:

$$M_L = m_{tot} \times a_{max} \times r$$

27505807755

Das maximal übertragbare Antriebsdrehmoment  $M_L$ , das noch nicht zum Durchrutschen der Räder führt, entspricht dem aus der Haftreibungskraft resultierenden Gegenmoment und wird anstelle des maximal übertragbaren Antriebsdrehmoment  $M_L$  eingesetzt:

$$F_{f\_st} \times r = m_{tot} \times a_{max} \times r$$

27505804043

Die Haftreibungskraft  $F_{f,st}$  wird durch das Produkt aus Normalkraft  $F_N$  und Haftreibungskoeffizient  $\mu_{f,st}$  ersetzt, wobei die Normalkraft  $F_N$  der Erdanziehungskraft  $F_G$  entspricht. Bei Fahrapplikationen mit mehreren Rädern wird angenommen, dass sich die Gesamtmasse gleichmäßig auf alle Räder aufteilt.

Bei Fahrapplikationen mit mehreren Antrieben gilt die folgende Ausführung weiterhin, wenn sich das gesamte Antriebsmoment gleichmäßig auf alle angetriebenen Räder verteilt.

$$m_1 \times g \times \mu_{f,st} \times r = m_{tot} \times a_{max} \times r$$

27505799947

Daraus ergibt sich die maximal zulässige Beschleunigung in Abhängigkeit der Massenverteilung oder der Anzahl angetriebener Räder:

$$a_{max} = \frac{m_1}{m_{tot}} \times g \times \mu_{f,st}$$

$$a_{max} = \frac{N_1}{N_{tot}} \times g \times \mu_{f,st}$$

27505458699

Für eine Fahrapplikation, bei der alle Räder angetrieben werden ( $m_1 = m_{tot}$ ), gilt folgender Zusammenhang:

$$a_{max} = g \times \mu_{f,st}$$

27505454987

$F_{f,st}$  = Haftreibungskraft

$[F_{f,st}]$  = N

$m_{tot}$  = Linear bewegte Gesamtmasse

$[m_{tot}]$  = kg

$a_{max}$  = Maximal mögliche Beschleunigung

$[a_{max}]$  = m s<sup>-2</sup>

$M_L$  = Antriebsdrehmoment der Applikation

$[M_L]$  = Nm

$r$  = Radius der angetriebenen Räder

$[r]$  = m

$m_1$  = Anteil der Gesamtmasse, der auf den angetriebenen Rädern lastet

$[m_1]$  = kg

$g$  = Erdbeschleunigung (9.81 m s<sup>-2</sup>)

$[g]$  = m s<sup>-2</sup>

$\mu_{f,st}$  = Haftreibungskoeffizient

$[\mu_{f,st}]$  = 1

$N_1$  = Anzahl der angetriebenen Räder

$[N_1]$  = 1

$N_{tot}$  = Anzahl aller Räder

$[N_{tot}]$  = 1

Die aus dem Motorhochlauf resultierende Hochlaufbeschleunigung der Applikation wird mit der berechneten Grenzbeschleunigung verglichen. Damit die Räder bei Fahrapplikationen nicht durchrutschen oder generell ein unerwünschtes Verhalten der Applikation bei Motorhochlauf vermieden werden kann, muss folgende Bedingung erfüllt sein.

$$a_H < a_{max}$$

28272983179

$a_H$  = Hochlaufbeschleunigung

$[a_H]$  = m s<sup>-2</sup>

$a_{max}$  = Maximal mögliche Beschleunigung

$[a_{max}]$  = m s<sup>-2</sup>

Sofern diese Bedingung erfüllt ist, rutschen die Räder auch bei Motorhochlauf nicht durch. Andernfalls können folgende Maßnahmen ergriffen werden:

- Anteil der angetriebenen Räder erhöhen (maximal 100 % der Räder angetrieben).
- Haftreibungskoeffizient durch geeignete Materialpaarung vergrößern.
- Verringern des verfügbaren Beschleunigungsmoments für die Applikation durch Verändern des Trägheitsverhältnisses.
- Einsatz von geregelten Antrieben.

Nach Umsetzen von einer oder mehreren Maßnahmen muss erneut geprüft werden, ob die Bedingung erfüllt ist.

#### 6.2.4 Schalthäufigkeit

Falls ein Netzmotor, der für die Betriebsart S1 spezifiziert ist, in beliebigem Aussetzbetrieb verwendet werden soll, muss dieser gesondert thermisch geprüft werden. Dies erfolgt über die zulässige Schalthäufigkeit, die die maximale Anzahl an Einschaltungen pro Stunde beschreibt und größer sein muss als die geforderte Schalthäufigkeit der Applikation.

$$Z_{per} \geq Z_{req}$$

18014418020918539

$Z_{per}$  = Zulässige Schalthäufigkeit

$[Z_{per}] = h^{-1}$

$Z_{req}$  = Geforderte Schalthäufigkeit

$[Z_{req}] = h^{-1}$

Die zulässige Schalthäufigkeit  $Z_{per}$  berechnet sich aus der Leerschalthäufigkeit  $Z_0$  des Bremsmotors und lastabhängigen, reduzierend wirkenden Berechnungsfaktoren. Dabei wird der hohe Einschaltstrom des Motors berücksichtigt, der die thermische Belastung maßgeblich beeinflussen kann. Zusätzlich gehen relevante Applikationsdaten in die Berechnung ein.

Für jeden Berechnungsfaktor wird die Auswirkung der jeweiligen Einflussgröße separat betrachtet. Um die Gesamtheit der Applikation abzubilden, wird die Leerschalthäufigkeit des Bremsmotors mit allen Berechnungsfaktoren multipliziert.

$$Z_{per} = Z_0 \times K_J \times K_M \times K_P$$

18014418020901643

$Z_{per}$  = Zulässige Schalthäufigkeit

$[Z_{per}] = h^{-1}$

$Z_0$  = Leerschalthäufigkeit des Bremsmotors

$[Z_0] = h^{-1}$

$K_J$  = Berechnungsfaktor Massenträgheitsmoment  
f ( $J_x, J_z, J_{Mot}$ )

$[K_J] = 1$

$K_M$  = Berechnungsfaktor statisches Motordrehmoment  
f ( $M_{Mot\_stat}, M_H$ )

$[K_M] = 1$

$K_P$  = Berechnungsfaktor statische Leistung und Einschaltdauer  
f ( $P_{stat}, P_N, ED$ )

$[K_P] = 1$

#### Leerschalthäufigkeit $Z_0$

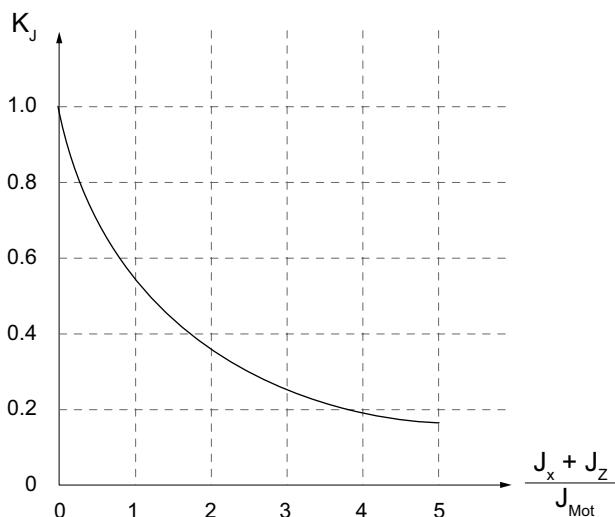
Die Leerschalthäufigkeit beschreibt die zulässige Anzahl an Einschaltungen eines Bremsmotors pro Stunde ohne äußere Belastungen wie statisches Lastmoment oder Massenträgheitsmoment der Last. Durch zyklisches Beschleunigen der Eigentragheit verursacht der Motorstrom eine Erwärmung. Für eine Anzahl an Einschaltungen kleiner der Leerschalthäufigkeit liegt die thermische Belastung in einem zulässigen Bereich. Die Leerschalthäufigkeit  $Z_0$  des einzelnen Bremsmotors ist abhängig von der eingesetzten Bremsenansteuerung mit jeweils unterschiedlichen Bremseneinfallzeiten und kann den Produktkatalogen entnommen werden.

Da der Bremsmotor während dem Lüften der Bremse kurzzeitig gegen die geschlossene Bremse anläuft, beeinflussen unterschiedliche Bremseneinfallzeiten die Leerlaufhäufigkeit. Für längere Bremseneinfallzeiten gelten in der Regel reduzierte Leerlaufhäufigkeiten. Üblicherweise werden Bremsgleichrichter mit kurzer Bremseneinfallzeit (z. B. Bremsgleichrichter BGE) verwendet. Für Netzmotoren ohne Bremse ist ein Taktbetrieb häufig nicht möglich, da das meist zeitintensive Austrudeln des Motors eine kurze Taktung verhindert.

### Berechnungsfaktor $K_J$ (Massenträgheitsmoment)

Mit Hilfe des Berechnungsfaktors  $K_J$  werden alle weiteren Massenträgheiten berücksichtigt, die zusätzlich zur Eigenträgheit des Motors beschleunigt werden müssen.

Bei gleichbleibendem Hochlaufmoment führt die höhere Gesamtträgheit zu einer längeren Hochlaufzeit. Das bedeutet, dass die charakteristische Drehzahl-Drehmoment-Strom-Kennlinie langsamer durchlaufen wird. Der daraus resultierende höhere Effektivstrom während der Hochlaufzeit verursacht eine stärkere Erwärmung des Motors. Um eine thermische Überlastung des Motors zu vermeiden, muss die zulässige Anzahl an Beschleunigungsvorgängen durch den Faktor  $K_J$  reduziert werden.



21490572811

$K_J$  Berechnungsfaktor Massenträgheitsmoment

$J_x$  Lastträgheit reduziert auf die Motorwelle

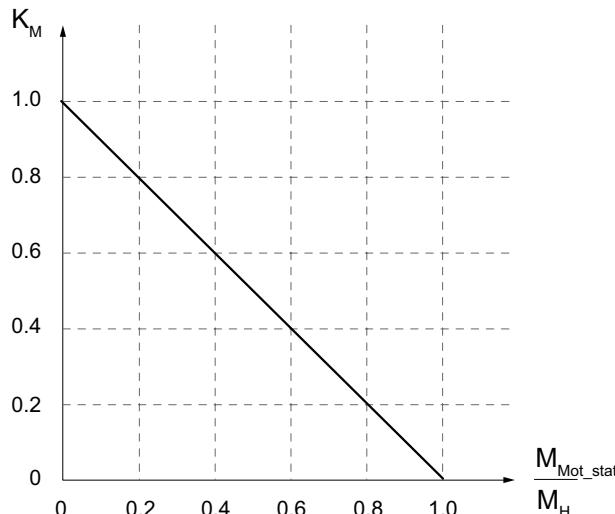
$J_z$  Massenträgheitsmoment der Option schwere Zusatzmasse /Z

$J_{Mot}$  Massenträgheitsmoment Motor

### Berechnungsfaktor $K_M$ (statisches Motordrehmoment)

Mit Hilfe des Berechnungsfaktors  $K_M$  wird der Teil des Hochlaufmoments berücksichtigt, der abzüglich des statischen Drehmoments zur Beschleunigung der Motorträgheit zur Verfügung steht.

Dieses reduzierte Beschleunigungsdrehmoment bedeutet, dass die Motorträgheit langsamer beschleunigt wird. Das heißt, die charakteristische Drehzahl-Drehmoment-Strom-Kennlinie wird langsamer durchlaufen. Der daraus resultierende höhere Effektivstrom während der Hochlaufzeit verursacht eine stärkere Erwärmung des Motors. Um eine thermische Überlastung des Motors zu vermeiden, muss die zulässige Anzahl an Beschleunigungsvorgängen durch den Faktor  $K_M$  reduziert werden.



21490577163

$K_M$   
 $M_{Mot\_stat}$   
 $M_H$

Berechnungsfaktor statisches Drehmoment am Motor  
 Statisches Drehmoment der Applikation als Anforderung an den Motor inklusive Wirkungsgrade (motorisch)  
 Hochlaufmoment des Motors

### Berechnungsfaktor $K_p$ (statische Leistung und Einschaltzeit)

Mit Hilfe des Berechnungsfaktors  $K_p$  wird die Erwärmung des Motors berücksichtigt, die abhängig von der statischen Auslastung und der Einschaltzeit ist.

Diese Erwärmung begrenzt die zulässige Anzahl an Beschleunigungsvorgängen, da sich die Motortemperatur mit jedem Durchlauf der Drehzahl-Drehmoment-Strom-Kennlinie weiter erhöht.

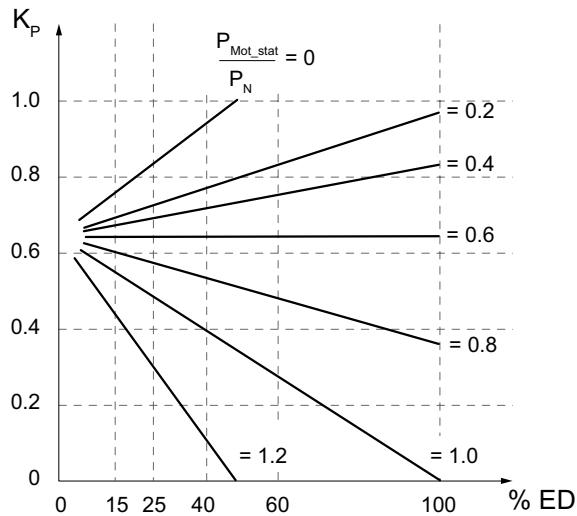
Anhand der vorliegenden statischen Auslastung wird die zugeordnete Kurve aus der Kurvenschar gewählt, um in Abhängigkeit der Einschaltzeit den  $K_p$ -Faktor zu ermitteln.

#### Beispiel 1:

Ist ein Motor bereits zu 100 % statisch ausgelastet, ist die zugeordnete Kurve  $P_{Mot\_stat} / P_N = 1.0$  aus der Kurvenschar zu verwenden. Bei 100 % Einschaltzeit ergibt sich ein  $K_p$ -Faktor = 0. Das bedeutet, dass keine zusätzliche Beschleunigung möglich ist.

**Beispiel 2:**

Bei gleicher Auslastung  $P_{Mot\_stat} / P_N = 1.0$  und 40 % Einschaltdauer ergibt sich ein  $K_P$ -Faktor = 0.4. Das bedeutet, dass 40 % der zulässigen Leerschalthäufigkeit  $Z_0$  zur Verfügung stehen..



21491016715

$K_P$  Berechnungsfaktor statische Leistung und Einschaltdauer

$P_{Mot\_stat}$  Statische Leistung der Applikation als Anforderung an den Motor inklusive Wirkungsgrade (motorisch)

$P_N$  Bemessungsleistung des Motors

ED Einschaltdauer

### Berechnung der zulässigen Schalthäufigkeit

Zur Berechnung der zulässigen Schalthäufigkeit  $Z_{per}$  können die Berechnungsfaktoren  $K_J$  und  $K_M$  durch bereits bekannte Kenngrößen von Motor und Applikation ausgedrückt und in einer Formel zusammengefasst werden. Der Berechnungsfaktor  $K_P$  lässt sich aufgrund mehrerer Einflussgrößen nicht praktikabel berechnen und wird aus der Kurvenschar abgelesen.

Zulässige Schalthäufigkeit (Bewegungsrichtung vertikal aufwärts, horizontal oder rotativ):

$$Z_{per} = Z_0 \times \frac{1 - \frac{M_{Mot\_stat}}{M_H}}{\frac{J_{Mot} + \frac{J_x}{\eta_L \times \eta_G}}{J_{Mot}}} \times K_P$$

18014418020916875

$Z_{per}$	= Zulässige Schalthäufigkeit	$[Z_{per}] = h^{-1}$
$Z_0$	= Leerschalthäufigkeit bei 50 % ED	$[Z_0] = h^{-1}$
$M_{Mot\_stat}$	= Statisches Drehmoment der Applikation als Anforderung an den Motor inklusive Wirkungsgrade (motorisch)	$[M_{Mot\_stat}] = Nm$
$M_H$	= Hochlaufmoment	$[M_H] = Nm$
$J_{Mot}$	= Massenträgheitsmoment des Motors	$[J_{Mot}] = kgm^2$
$J_x$	= Massenträgheitsmoment der Last reduziert auf die Motorwelle	$[J_x] = kgm^2$
$\eta_L$	= Lastwirkungsgrad	$[\eta_L] = 1$
$\eta_G$	= Getriebewirkungsgrad	$[\eta_G] = 1$
$K_P$	= Berechnungsfaktor: statische Leistung und Einschalt-dauer f ( $P_{Mot\_stat}$ , $P_N$ , ED)	$[K_P] = 1$

Die Berechnung der zulässigen Schalthäufigkeit in Bewegungsrichtung vertikal abwärts ist aufgrund der nicht eindeutigen Kraftflussrichtung nicht über eine geschlossene Formel abbildbar.

### 6.3 Berechnung und Auswahl der Bremse

In diesem Abschnitt werden folgende Themen behandelt:

- Besondere Anforderung bei Hubapplikationen
- Bremsarbeit und Bremseneinfalldrehzahl
- Standzeit bis zur Inspektion
- Auswirkungen auf das Getriebe
- Weiterführende Auswahlkriterien

#### HINWEIS



Beachten Sie, dass in die Formeln zur Bremsenauslegung der Betrag der jeweiligen Größe einzusetzen ist.

Ungeregelte Antriebe können grundsätzlich auf zwei unterschiedliche Arten zum Stillstand gebracht werden.

- Austrudeln: Stillsetzen durch Reibung in der Applikation (Ausnahme: nicht bei Hubapplikationen).
- Aktives Abbremsen: Stillsetzen durch eine mechanische Bremse (Arbeitsbremse).

Abhängig vom Einsatz werden verschiedene Anforderungen an die Bremse gestellt. Hierfür werden Applikationen in horizontaler und vertikaler Bewegungsrichtung unterschieden. Für Hubapplikationen mit vertikaler oder schräger Bewegungsrichtung ergibt sich eine besondere Anforderung in Bezug auf das Verhältnis von Bremsmoment zu Lastmoment, die zusätzlich zu den allgemeinen Vorgaben der Bremsenprojektierung zu beachten ist. Diese Anforderung gilt allgemein für Applikationen mit von außen auf den Antrieb einwirkende Belastungen im Stillstand, wie z. B. zusätzliche Prozesskräfte oder Windlast.

In den folgenden Kapiteln werden nur Bremsvorgänge betrachtet, bei denen die mechanische Bremse maßgeblich für das Stillsetzen der Applikation verantwortlich ist. Das bedeutet, dass durch Reibung in der Applikation erzeugte Bremsmoment ist wesentlich geringer als das durch die mechanische Bremse erzeugte Bremsmoment. In allen anderen Fällen halten Sie Rücksprache mit SEW-EURODRIVE.

#### HINWEIS



In diesem Kapitel beziehen sich sämtliche Berechnungen der Bremse auf den Lastbereich "Standard" sowie den Nominalwert des Bremsmoments. Ausführliche Informationen, Überlastbereiche sowie weiterführende Berechnungsmöglichkeiten finden Sie im Handbuch "Projektierung Bremse BE..".

### 6.3.1 Besondere Anforderung bei Hubapplikationen

Bei Hubapplikationen ist bei der Dimensionierung der Bremse und des Bremsmoments zu beachten:

- die Applikation muss im Stillstand von der Bremse zuverlässig gehalten werden können (statische Belastung der Bremse).
- die Applikation muss zuverlässig bis zum Stillstand abgebremst werden können (dynamische Belastung der Bremse).

Um den genannten Anforderungen zu genügen, muss folgendes Kriterium erfüllt sein:

**Das Bremsmoment muss mindestens 200 % des erforderlichen statischen Motordrehmoments bei Abwärtsbewegung betragen.**

$$M_B \geq 2 \times M'_{Mot\_stat}$$

26546341643

### HINWEIS



Aufgrund des generatorischen Betriebs des Motors während der Abwärtsbewegung müssen die Wirkungsgrade multipliziert werden.

$$M'_{Mot\_stat} = \frac{P_{stat} \times 9550}{n_{Mot}} \times \eta_L \times \eta'_G$$

28885791883

$M_B$	= Bremsmoment	$[M_B] = \text{Nm}$
$M'_{Mot\_stat}$	= Statisches Drehmoment der Applikation als Anforderung an den Motor inklusive Wirkungsgrade (generatorisch)	$[M'_{Mot\_stat}] = \text{Nm}$
$P_{stat}$	= Statische Leistung	$[P_{stat}] = \text{kW}$
$n_{Mot}$	= Motordrehzahl	$[n_{Mot}] = \text{min}^{-1}$
$\eta_L$	= Lastwirkungsgrad	$[\eta_L] = 1$
$\eta'_G$	= Rücktriebender Getriebewirkungsgrad	$[\eta'_G] = 1$
	• Bei Schnecken- und SPIROPLAN®-Getriebe gilt: $\eta'_G = 2 - 1/\eta_G$	
	• Für alle anderen Getriebe gilt: $\eta'_G = \eta_G$	

Für weitere Berechnungsschritte wird ein vorläufiges Bremsmoment nach dieser Anforderung ausgewählt, das im weiteren Verlauf der Berechnung eventuell erhöht werden muss.

### Technischer Hintergrund: Faktor 2

Der Faktor 2 (200 %) erklärt sich folgendermaßen:

Um die Applikation überhaupt mechanisch verzögern zu können, muss das Bremsmoment zumindest größer als das statische Motordrehmoment bei Abwärtsbewegung sein. Wenn beide Drehmomente gleich groß wären, würde das lediglich zu einer Abwärtsbewegung mit konstanter Geschwindigkeit und nicht zu einer mechanischen Verzögerung führen.

Darüber hinaus unterliegt das Bremsmoment verschiedenen physikalischen Einflüssen, wie z. B. Reibgeschwindigkeit, Temperatur und weiteren Umgebungseinflüssen, die eine geringere Bremswirkung zur Folge haben. Um diese Effekte zu berücksichtigen, wird das statische Motordrehmoment der Abwärtsbewegung mit dem oben genannten Faktor 2 beaufschlagt. Dies stellt die Mindestanforderung an das zu wählende Bremsmoment dar.

### 6.3.2 Bremsarbeit

Da eine mechanische Bremsung bei ungeregelten Antrieben betriebsmäßig auftritt, muss die Schalthäufigkeit im Gegensatz zur Auswahl der Bremse bei geregelten Antrieben berücksichtigt werden. Die Schalthäufigkeit der Bremse entspricht hierbei der geforderten und bereits bekannten Schalthäufigkeit des Motors  $Z_{req}$  (siehe Kapitel "Schalthäufigkeit" (→ 103)).

Die zulässige Bremsarbeit ist eine charakteristische Kenngröße, die das thermische Arbeitsvermögen der Bremse für einen einzelnen Bremsvorgang beschreibt. Die zulässige Bremsarbeit ist grundsätzlich abhängig von der Bremsenbaugröße sowie der Schalthäufigkeit und der Bremseneinfalldrehzahl. Die Berechnung dieser Einflussgrößen wird in den nachfolgenden Unterkapiteln beschrieben.

Bei typischen Bremseneinfalldrehzahlen (nahe der Bemessungsdrehzahl des jeweiligen Motors) existieren für alle Bremsen charakteristische Kennlinien. Diese Kennlinien werden in einem Diagramm zusammengefasst und zeigen die Abhängigkeit der zulässigen Bremsarbeit  $W_{B\_per}$  von der zulässigen Schalthäufigkeit  $Z_{per}$ . Es wird das Diagramm einer typischen Bremseneinfalldrehzahl gewählt, die über der betriebsmäßig auftretenden Bremseneinfalldrehzahl liegt. Mit Hilfe des Diagramms für die typische Bremseneinfalldrehzahl, der zu berechnenden maximalen Bremsarbeit sowie der geforderten Schalthäufigkeit ergibt sich ein Betriebspunkt  $OP_B$  der auszuwählenden Bremse.

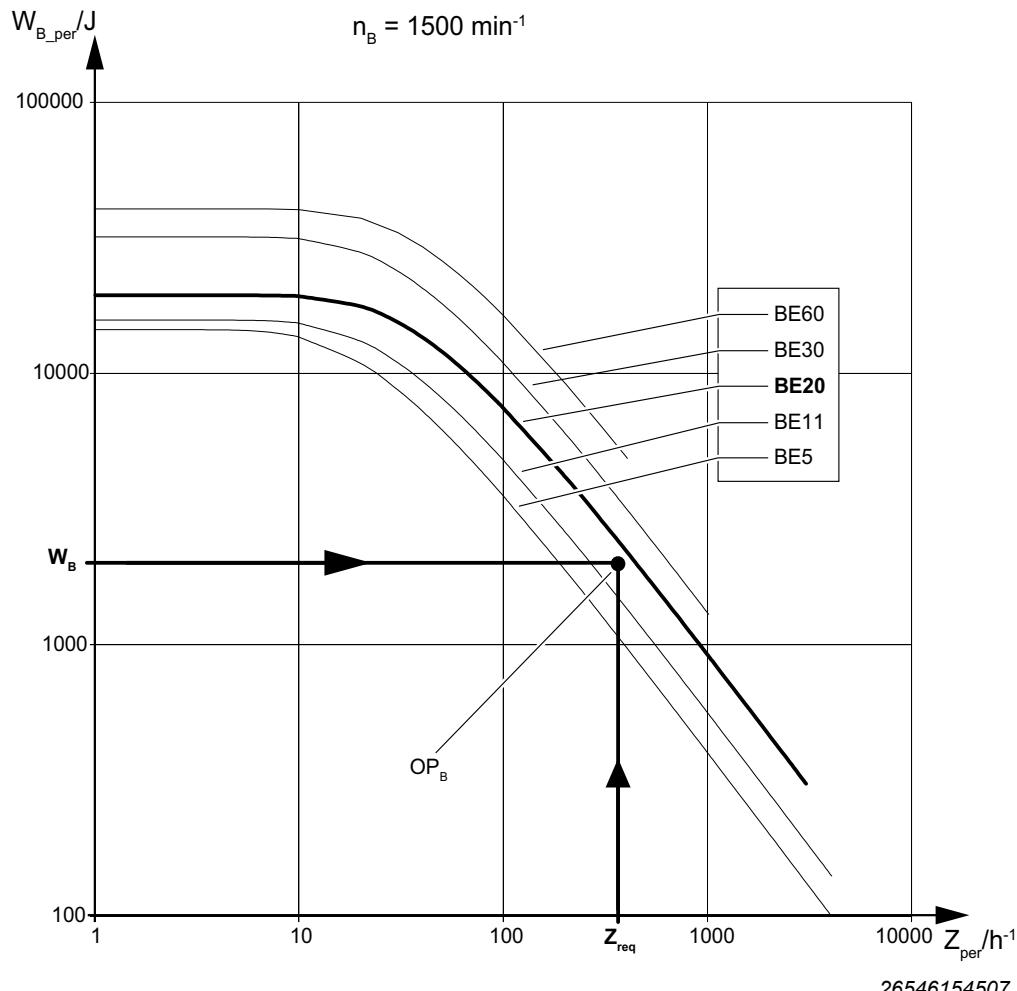
Im nächsten Schritt wird eine Bremse gewählt, deren Kennlinie oberhalb dieses Betriebspunkts verläuft.

Entsprechende Kennlinien zur zulässigen Bremsarbeit sind im Handbuch "Projektierung Bremse BE.." und den Produktdokumentationen aufgeführt.

Beispiel:

- Betriebsmäßig auftretende Bremseneinfalldrehzahl  $n_B = 1450 \text{ min}^{-1}$ : zu wählendes Diagramm mit typischer Bremseneinfalldrehzahl  $n_B = 1500 \text{ min}^{-1}$
- Aufzunehmende Bremsarbeit  $W_B = 2000 \text{ J}$
- Geforderte Schalthäufigkeit  $Z_{req} = 400 \text{ h}^{-1}$

Auswahl der Bremse BE20 anhand des Betriebspunkts  $OP_B$  ( $Z_{req}/W_B$ ).



$W_{B\_per}$  = Zulässige Bremsarbeit  
 $W_B$  = Aufzunehmende Bremsarbeit  
 $Z_{per}$  = Zulässige Schalthäufigkeit  
 $Z_{req}$  = Geforderte Schalthäufigkeit  
 $OP_B$  = Betriebspunkt der Bremse  
 $n_B$  = Bremseneinfaldrehzahl

$[W_{B\_per}] = J$   
 $[W_B] = J$   
 $[Z_{per}] = h^{-1}$   
 $[Z_{req}] = h^{-1}$   
 $[n_B] = \text{min}^{-1}$

## HINWEIS



Um eine thermische Überlastung der Bremse zu vermeiden, ist die maximale Bremseneinfaldrehzahl jeder Baugröße sowie die maximale Schalthäufigkeit einzuhalten. Eine Extrapolation der Kurven ist nicht zulässig.

Neben verschiedenen Applikationsdaten geht das Bremsmoment  $M_B$  in die Berechnung der aufzunehmenden Bremsarbeit  $W_B$  ein. Bei Hubapplikationen wird das, dem Kriterium (siehe Kapitel "Besondere Anforderung bei Hubapplikationen" (→ 109)) entsprechende, vorläufig gewählte Bremsmoment angesetzt. Bei sämtlichen anderen Applikationen, ohne von außen auf den Antrieb einwirkende Belastungen im Stillstand, wird das Standardbremsmoment der jeweiligen Bremsengröße gemäß Handbuch "Projektierung Bremse BE.." eingesetzt.

Abhängig davon, ob das statische Drehmoment der Applikation  $M_{stat}$  auf den Bremsvorgang unterstützend oder belastend wirkt, ergeben sich unterschiedliche Berechnungsformeln für die aufzunehmende Bremsarbeit  $W_B$ .

**Berechnung der aufzunehmenden Bremsarbeit**

- Bewegungsrichtung horizontal oder rotativ:

$$W_B = \frac{M_B}{M_B + M'_{Mot\_stat}} \times \frac{(J_{Mot} + J_x \times \eta_L \times \eta'_G) \times n_B^2}{182.5}$$

25358018699

Die Bremsarbeit in Bewegungsrichtung vertikal aufwärts ist kleiner als in Bewegungsrichtung vertikal abwärts. Daher wird hier auf eine Berechnung verzichtet.

- Bewegungsrichtung vertikal abwärts:

$$W_B = \frac{M_B}{M_B - M'_{Mot\_stat}} \times \frac{(J_{Mot} + J_x \times \eta_L \times \eta'_G) \times n_B^2}{182.5}$$

25358022411

$W_B$	= Aufzunehmende Bremsarbeit	$[W_B] = J$
$M_B$	= Bremsmoment	$[M_B] = Nm$
$M'_{Mot\_stat}$	= Statisches Drehmoment der Applikation als Anforderung an den Motor inklusive Wirkungsgrade (generatorisch)	$[M'_{Mot\_stat}] = Nm$
$J_{Mot}$	= Massenträgheitsmoment des Motors	$[J_{Mot}] = kgm^2$
$J_x$	= Massenträgheitsmoment der Last reduziert auf die Motorwelle	$[J_x] = kgm^2$
$\eta_L$	= Lastwirkungsgrad	$[\eta_L] = 1$
$\eta'_G$	= Rücktreibender Getriebewirkungsgrad	$[\eta'_G] = 1$
	• Bei Schnecken- und SPIROPLAN®-Getriebe gilt: $\eta'_G = 2 - 1/\eta_G$	
	• Für alle anderen Getriebe gilt: $\eta'_G = \eta_G$	
$n_B$	= Bremseneinfalldrehzahl	$[n_B] = min^{-1}$

Anhand der Kennlinien der verschiedenen Bremsen wird eine Bremse gewählt, deren zulässige Bremsarbeit  $W_{B\_per}$  für die Bremseneinfalldrehzahl  $n_B$  größer ist als die aufzunehmende Bremsarbeit  $W_B$ .

$$W_B \leq W_{B\_per}$$

26666293643

$W_B$	= Aufzunehmende Bremsarbeit	$[W_B] = J$
$W_{B\_per}$	= Zulässige Bremsarbeit in Abhängigkeit der Bremsengröße und -einfalldrehzahl	$[W_{B\_per}] = J$

Wenn keine Bremse verfügbar ist, die die Bremsarbeit bei gegebener Schalthäufigkeit und Bremseneinfalldrehzahl aufnehmen kann, dann kann die Bremsarbeit durch Mehrmotorenbetrieb auf mehrere Bremsen aufgeteilt werden. Um die Bremsarbeit, die Schalthäufigkeit oder die Bremseneinfalldrehzahl ausreichend zu reduzieren, können alternativ dazu Maßnahmen ergriffen werden, sodass eine verfügbare Bremsenbaugröße eingesetzt werden kann. Es kann zum Beispiel bei einer Hubapplikation durch Auswahl eines größeren Bremsmoments, die aufzunehmende Bremsarbeit reduziert werden. Hierbei steigt die Getriebelastung, die dann erneut rechnerisch geprüft werden muss.

### 6.3.3 Bremseneinfalldrehzahl

Die Bremseneinfalldrehzahl ist als Motordrehzahl definiert, bei der der mechanische Bremsvorgang beginnt.

Die Bremseneinfalldrehzahl entspricht in den meisten Fällen der betriebsmäßigen Motordrehzahl der zu betrachtenden Applikation. Greifen äußere Kräfte wie beispielsweise Erdanziehungskraft oder Prozesskräfte an, so wird die Last während der Bremseneinfallzeit  $t_2$  zusätzlich beschleunigt. Dabei kann die Motordrehzahl signifikant steigen. Als Folge davon liegt die Bremseneinfalldrehzahl höher als die betriebsmäßige Motordrehzahl. Um die resultierende Bremseneinfalldrehzahl zu ermitteln, wird die Drehzahldifferenz berechnet und zur betriebsmäßigen Motordrehzahl addiert.

Beispiel: Verzögern eines Hubwerks ohne Gegengewicht in der Bewegungsrichtung abwärts.

Berechnung der Drehzahldifferenz bei Bremseneinfall:

$$n_{dif} = \frac{9.55 \times M'_{Mot\_stat} \times t_2}{J_{Mot} + J_x \times \eta_L \times \eta'_G}$$

25358078219

$n_{dif}$	= Drehzahldifferenz bei Bremseneinfall	$[n_{dif}] = \text{min}^{-1}$
$M'_{Mot\_stat}$	= Statisches Drehmoment der Applikation als Anforderung an den Motor inklusive Wirkungsgrade (generatorisch)	$[M'_{Mot\_stat}] = \text{Nm}$
$t_2$	= Bremseneinfallzeit, je nach Verschaltung der Bremse:	$[t_2] = \text{s}$
	<ul style="list-style-type: none"> <li>• <math>t_{2,I}</math> = Bremseneinfallzeit für wechselstromseitige Abschaltung</li> <li>• <math>t_{2,II}</math> = Bremseneinfallzeit für gleich- und wechselstromseitige Abschaltung</li> </ul>	
$J_{Mot}$	= Massenträgheitsmoment des Motors	$[J_{Mot}] = \text{kgm}^2$
$J_x$	= Massenträgheitsmoment der Last reduziert auf die Motorwelle	$[J_x] = \text{kgm}^2$
$\eta_L$	= Lastwirkungsgrad	$[\eta_L] = 1$
$\eta'_G$	= Rücktreibender Getriebewirkungsgrad <ul style="list-style-type: none"> <li>• Bei Schnecken- und SPIROPLAN®-Getriebe gilt:  <math>\eta'_G = 2 - 1/\eta_G</math></li> <li>• Für alle anderen Getriebe gilt:  <math>\eta'_G = \eta_G</math></li> </ul>	$[\eta'_G] = 1$

Berechnung der Bremseneinfalldrehzahl:

$$n_B = n_{Mot} + n_{dif}$$

25358141067

$n_B$	= Bremseneinfalldrehzahl	$[n_B] = \text{min}^{-1}$
$n_{Mot}$	= Betriebsmäßige Motordrehzahl	$[n_{Mot}] = \text{min}^{-1}$
$n_{dif}$	= Drehzahldifferenz bei Bremseneinfall	$[n_{dif}] = \text{min}^{-1}$

Mit der berechneten Bremseneinfalldrehzahl können die Berechnungsschritte im Kapitel "Bremsarbeit" (→ 110) durchgeführt und damit die Projektierung der Bremse fortgesetzt werden.

### 6.3.4 Standzeit bis zur Inspektion

Mit der zuvor berechneten aufzunehmenden Bremsarbeit  $W_B$  sowie unter Berücksichtigung der zulässigen Bremsarbeit bis zur Inspektion  $W_{B\_insp}$  kann die Anzahl zulässiger Bremsungen berechnet werden.

$$N_{B\_insp} = \frac{W_{B\_insp}}{W_B}$$

25358144779

$N_{B\_insp}$  = Anzahl der zulässigen Bremsungen bis zur Bremseninspektion. Beachten Sie die Hinweise im Kapitel "Projektierungshinweise" (→ 14)

$W_{B\_insp}$  = Zulässige Bremsarbeit bis zur Bremseninspektion  $[W_{B\_insp}] = J$

$W_B$  = Aufzunehmende Bremsarbeit  $[W_B] = J$

Der Produktkennwert  $W_{B\_insp}$  kann dem Handbuch "Projektierung Bremse BE.." entnommen werden.

### 6.3.5 Auswirkungen auf das Getriebe

Während einer mechanischen Bremsung wirken Drehmomente und Querkräfte am Getriebe und an der Applikation, die ausschließlich vom Zusammenspiel von Applikation, Antrieb und Bremse abhängen und nicht durch Umrichter oder Steuerung beeinflusst werden können. Diese Belastungen können deutlich über der betriebsmäßigen Belastung liegen und müssen nach der Bremsenauswahl berechnet (siehe Kapitel "Getriebebelastung bei mechanischer Bremsung" (→ 123)) werden.

### 6.3.6 Weiterführende Auswahlkriterien

Neben den bereits erläuterten dimensionierungsrelevanten Projektierungskriterien können zusätzliche, applikative Anforderungen die Auswahl der Bremse beeinflussen. Diese zusätzlichen Anforderungen können aus sicherheitstechnischen Betrachtungen, normativer Grundlage oder aus Anforderungen des Betreibers resultieren. Dazu zählen die Anhaltezeit, die Bremsgeschwindigkeit, der Anhalteweg und die Bremsverzögerung. Weitere Auswahlkriterien mit den dazu erforderlichen Berechnungsschritten sind im Handbuch „Projektierung Bremse BE“ näher erläutert.

#### Anhaltezeit

Die Anhaltezeit  $t_s$  beschreibt den Zeitraum vom Aktivieren der mechanischen Bremse bis zum Stillstand des Antriebs. Die Anhaltezeit  $t_s$  ist die Summe aus der Bremseneinfallzeit  $t_2$  und der Bremszeit  $t_B$ . Die Dauer der Bremseneinfallzeit hängt von der Art der Bremsenansteuerung ab. Werte für die Bremseneinfallzeiten  $t_2$  können den Produktdokumentationen entnommen werden.

$$t_s = t_2 + t_B$$

19511459211

$t_s$  = Anhaltezeit  $[t_s] = s$

$t_2$  = Bremseneinfallzeit  $[t_2] = s$

$t_B$  = Bremszeit  $[t_B] = s$

Die Bremszeit  $t_B$  ergibt sich aus der Gleichung für das dynamische Drehmoment. Nach Einsetzen der relevanten Applikations- und Antriebskenngrößen kann die Bremszeit mit folgenden Formeln berechnet werden.

Bremszeit (Bewegungsrichtung horizontal oder rotativ):

$$t_B = \frac{(J_{Mot} + J_x \times \eta_L \times \eta'_G) \times n_B}{9.55 \times (M_B + M'_{Mot\_stat})}$$

18014418020927883

Die Berechnung der Bremszeit in Bewegungsrichtung vertikal aufwärts ist aufgrund der nicht eindeutigen Kraftflussrichtung nicht über eine geschlossene Formel abbildbar. Diese Zeit ist kleiner als die Bremszeit in Bewegungsrichtung vertikal abwärts und damit für die Dimensionierung der Bremse nicht relevant.

Bremszeit (Bewegungsrichtung vertikal abwärts):

$$t_B = \frac{(J_{Mot} + J_x \times \eta_L \times \eta'_G) \times n_B}{9.55 \times (M_B - M'_{Mot\_stat})}$$

18014418020929547

$t_B$	= Bremszeit	$[t_B] = \text{s}$
$J_{Mot}$	= Massenträgheitsmoment des Motors	$[J_{Mot}] = \text{kgm}^2$
$J_x$	= Massenträgheitsmoment der Last reduziert auf die Motorwelle	$[J_x] = \text{kgm}^2$
$\eta_L$	= Lastwirkungsgrad	$[\eta_L] = 1$
$\eta'_G$	= Rücktreibender Getriebewirkungsgrad	$[\eta'_G] = 1$
	• Bei Schnecken- und SPIROPLAN®-Getriebe gilt: $\eta'_G = 2-1/\eta_G$	
	• Für alle anderen Getriebe gilt: $\eta'_G = \eta_G$	
$n_B$	= Bremseneinfalldrehzahl	$[n_B] = \text{min}^{-1}$
$M_B$	= Bremsmoment	$[M_B] = \text{Nm}$
$M'_{Mot\_stat}$	= Statisches Drehmoment der Applikation als Anforderung an den Motor inklusive Wirkungsgrade (generatorisch)	$[M'_{Mot\_stat}] = \text{Nm}$

## Bremsgeschwindigkeit

Die Geschwindigkeit bei Bremseneinfall berechnet sich aus der Bremseneinfalldrehzahl und wird für die nachfolgende Berechnung des Anhaltewegs benötigt.

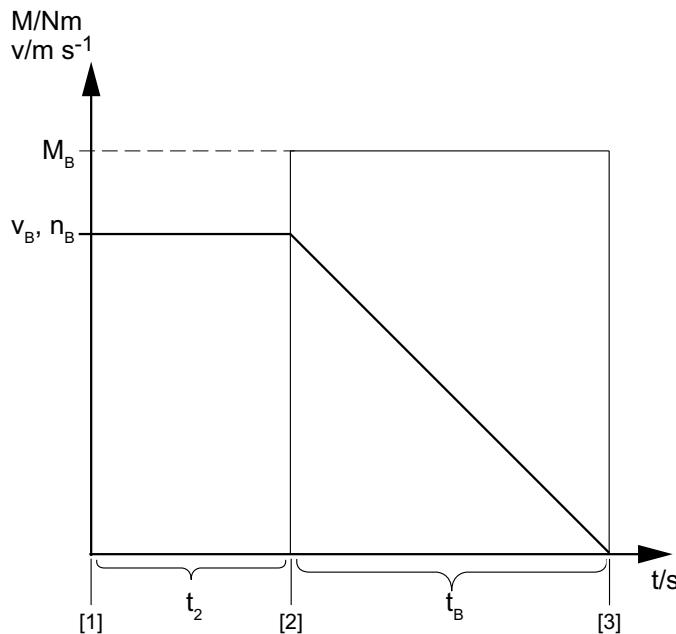
$$v_B = \frac{n_B \times d \times \pi}{i_G \times 60}$$

26723404811

$v_B$	= Geschwindigkeit der Applikation bei Bremseneinfall	$[v_B] = \text{m s}^{-1}$
$n_B$	= Bremseneinfalldrehzahl	$[n_B] = \text{min}^{-1}$
$d$	= Durchmesser des mechanischen Übertragungselements	$[d] = \text{m}$
$i_G$	= Getriebeübersetzung	$[i_G] = 1$

**Anhalteweg**

Der Anhalteweg beschreibt den zurückgelegten Weg vom Aktivieren der mechanischen Bremse bis zum Stillstand des Antriebs. Der Anhalteweg ist die Summe aus der Wegstrecke während der Bremseneinfallzeit und des eigentlichen Bremswegs.



19511494155

- [1] Aktivierung der Bremse
- [2] Beginn des Bremsvorgangs
- [3] Stillstand
- $M$  Drehmoment
- $v$  Geschwindigkeit
- $M_B$  Bremsmoment
- $v_B$  Geschwindigkeit der Applikation bei Bremseneinfall
- $n_B$  Bremseneinfalldrehzahl
- $t_2$  Bremseneinfallzeit
- $t_B$  Bremszeit
- $t$  Zeit

Während der Bremseneinfallzeit bewegt sich der Antrieb ungebremst fort. Die Art der Bewegung ist abhängig von der Applikation. Bei Applikationen in horizontaler Bewegungsrichtung entspricht dies unter Vernachlässigung der Reibung einer Bewegung mit konstanter Geschwindigkeit. Dabei ist die Verfahrgeschwindigkeit der Applikation gleich der Geschwindigkeit bei Bremseneinfall.

Applikationen in vertikaler Bewegungsrichtung, z. B. Hubwerke, bewegen sich während der Bremseneinfallzeit aufgrund der Erdbeschleunigung dynamisch weiter. Je nach Bewegungsrichtung ist die Geschwindigkeit bei Bremseneinfall gegenüber der Verfahrgeschwindigkeit der Applikation erhöht oder vermindert.

Um sämtliche Applikationen zusammenzufassen, erfolgt für die Wegstrecke während der Bremseneinfallzeit eine vereinfachte Berechnung generell mit der Geschwindigkeit bei Bremseneinfall.

Für den eigentlichen Bremsweg gilt, dass das Bremsmoment nach der Bremseneinfallzeit sofort konstant wirksam ist. Dies entspricht einer Bewegung mit konstanter Verzögerung bis zum Stillstand.

Bremsweg (Bewegungsrichtung horizontal):

$$s_B = v_B \times (t_2 + \frac{1}{2} \times t_B)$$

18014418020950539

$s_B$  = Bremsweg

[ $s_B$ ] = m

$v_B$  = Geschwindigkeit der Applikation bei Bremseneinfall

[ $v_B$ ] = m s<sup>-1</sup>

$t_2$  = Bremseneinfallzeit (Katalogwert)

[ $t_2$ ] = s

$t_B$  = Bremszeit

[ $t_B$ ] = s

## Bremsverzögerung

Aus den Größen Bremsgeschwindigkeit und Bremszeit kann bei Bedarf die Bremsverzögerung der Applikation berechnet werden. Damit kann beispielsweise die Belastung auf mechanische Übertragungselemente geprüft werden. Die maximal zulässige Bremsverzögerung kann eine Anforderung an die Antriebsauslegung sein.

$$a_B = \frac{v_B}{t_B}$$

19511457547

$a_B$  = Bremsverzögerung an der Applikation

[ $a_B$ ] = m s<sup>-2</sup>

$v_B$  = Geschwindigkeit der Applikation bei Bremseneinfall

[ $v_B$ ] = m s<sup>-1</sup>

$t_B$  = Bremszeit

[ $t_B$ ] = s

## 6.4 Berechnung und Auswahl des Getriebes

In diesem Abschnitt werden folgende Themen behandelt:

- Vorauswahl des Getriebes
- Berechnung der tatsächlichen Getriebefbelastung
- Möglichkeiten zur Reduzierung der Getriebefbelastung

### 6.4.1 Vorauswahl des Getriebes

#### Betriebsfaktor

Der Betriebsfaktor  $f_B$  ist eine Kenngröße des Getriebemotors und beschreibt das Verhältnis von dauerhaft zulässigem Abtriebsdrehmoment des Getriebes zu übersetztem Bemessungsdrehmoment des Motors. Ein Betriebsfaktor von  $f_B = 1.0$  bedeutet, dass das Getriebe bei Betrieb des Motors mit Motorenndrehmoment zu 100 % ausgelastet wird. Bei einem Betriebsfaktor  $f_B > 1.0$  hat das Getriebe Reserven bei Motorenbetrieb.

Der Betriebsfaktor berechnet sich wie folgt:

$$f_B = \frac{M_{a\_max}}{M_N \times i_G}$$

26723515915

$f_B$  = Betriebsfaktor

[ $f_B$ ] = 1

$M_{a\_max}$  = Dauerhaft zulässiges Abtriebsdrehmoment des Getriebes

[ $M_{a\_max}$ ] = Nm

$M_N$  = Bemessungsdrehmoment des Motors

[ $M_N$ ] = Nm

$i_G$  = Getriebeübersetzung

[ $i_G$ ] = 1

Aus Applikations- und Motorkenngrößen ergibt sich die Mindestanforderung an den Betriebsfaktor. Dies wird als Mindestbetriebsfaktor  $f_{B_{req}}$  bezeichnet. Anhand des Mindestbetriebsfaktors kann die Eignung eines Getriebes für die Applikation abgeschätzt und das Getriebe vorausgewählt werden. Der Mindestbetriebsfaktor wird anhand von Stoßgrad, Schalthäufigkeit und Nutzungsdauer je Tag berechnet. Für Schneckengetriebe gibt es weitere Einflussgrößen.

## HINWEIS



Die Bestimmung von Betriebsfaktoren ist nicht genormt sondern herstellerabhängig und somit nicht vergleichbar.

Nach der Vorauswahl des Getriebes anhand des Betriebsfaktors ist die tatsächliche Getriebelastung zu berechnen, die sich aus dem Hochlaufmoment oder dem Bremsmoment des Motors und dem Trägheitsverhältnis von Applikation zu Motor ergibt.

### Stoßgrad

Der Stoßgrad ist eine Hilfsgröße, die das Massenträgheitsverhältnis von Applikation zu Motor beschreibt und den Anteil des Motorhochlaufmoments berücksichtigt, der das Getriebe mechanisch belastet. Die Massenträgheitsverhältnisse bezogen auf die Motorwelle werden in 3 unterschiedlichen Stoßgraden zusammengefasst:

- (I) Gleichförmige Belastung des Getriebes:  
Zulässiges Massenträgheitsverhältnis  $\leq 0.2$
- (II) Ungleichförmige Belastung des Getriebes:  
Zulässiges Massenträgheitsverhältnis  $\leq 3$
- (III) Stark ungleichförmige Belastung des Getriebes:  
Zulässiges Massenträgheitsverhältnis  $\leq 10$

Der Stoßgrad wird in Abhängigkeit des Massenträgheitsverhältnisses  $f_a$  (auch als Massenbeschleunigungsfaktor bezeichnet) gewählt, das sich aus dem Verhältnis der Applikations- zur Motorträgheit berechnet:

$$f_a = \frac{J_x}{J_{Mot}}$$

18014418020970379

$f_a$	= Massenträgheitsverhältnis	$[f_a] = 1$
$J_x$	= Massenträgheitsmoment der Last reduziert auf die Motorwelle	$[J_x] = \text{kgm}^2$
$J_{Mot}$	= Massenträgheitsmoment des Motors	$[J_{Mot}] = \text{kgm}^2$

### Mindestbetriebsfaktor

Der Mindestbetriebsfaktor  $f_{B_{req}}$  berechnet sich aus dem Mindestbetriebsfaktor der Applikation  $f_{B_L}$  und den folgenden, möglichen Zusatzfaktoren:

- $f_{B_1}$  = Zusatzfaktor für Umgebungstemperatur (nur bei Schneckengetriebe)
- $f_{B_2}$  = Zusatzfaktor für Einschaltdauer (nur bei Schneckengetriebe)
- $f_{B_3}$  = Zusatzfaktor für Tieftemperaturbereich  $< -30^\circ\text{C}$

Berechnung Mindestbetriebsfaktor:

$$f_{B\_req} = f_{B\_L} \times f_{B1} \times f_{B2} \times f_{B3}$$

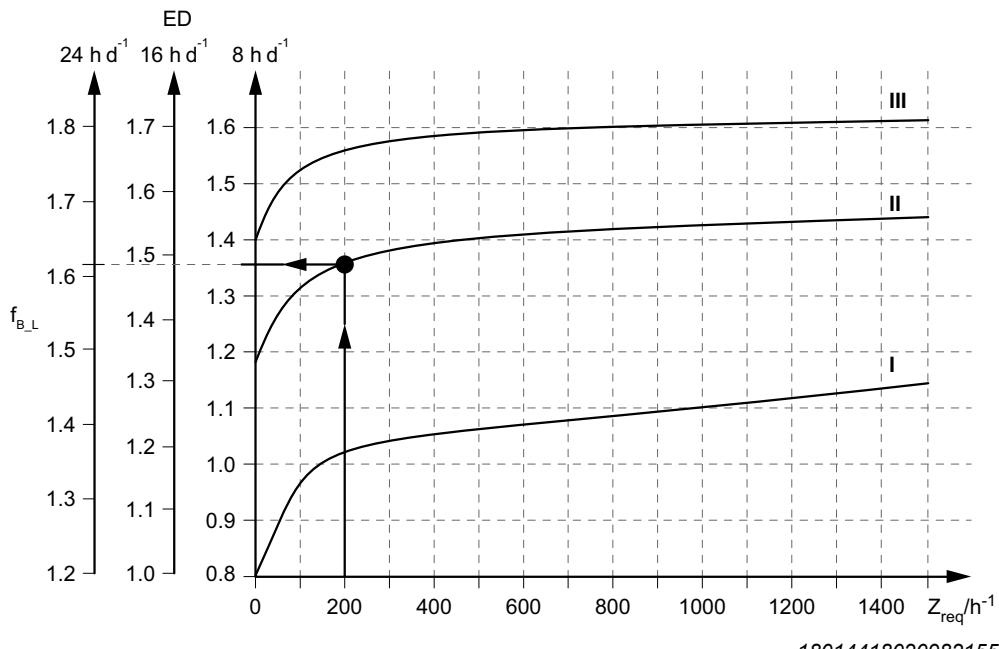
26859984651

$f_{B\_req}$	= Mindestbetriebsfaktor	$[f_{B\_req}] = 1$
$f_{B\_L}$	= Mindestbetriebsfaktor der Applikation	$[f_{B\_L}] = 1$
$f_{B1}$	= Zusatzfaktor für Umgebungstemperatur (nur bei Schneckengetriebe)	$[f_{B1}] = 1$
$f_{B2}$	= Zusatzfaktor für Einschaltdauer (nur bei Schneckengetriebe)	$[f_{B2}] = 1$
$f_{B3}$	= Zusatzfaktor für Tieftemperaturbereich	$[f_{B3}] = 1$

Wenn die zuvor beschriebenen Bedingungen erfüllt sind, werden die Zusatzfaktoren  $f_{B1}$  bis  $f_{B3}$  berücksichtigt.

#### Mindestbetriebsfaktor der Applikation

Anhand von Stoßgrad, Schalthäufigkeit und Nutzungsdauer je Tag kann im folgenden Diagramm der Mindestbetriebsfaktor  $f_{B\_L}$  ermittelt werden.



ED = Relative Einschaltzeit pro Tag

[ED] = h d<sup>-1</sup>

$f_{B\_L}$  = Mindestbetriebsfaktor der Applikation

[ $f_{B\_L}$ ] = 1

$Z_{req}$  = Geforderte Schalthäufigkeit

[ $Z_{req}$ ] = h<sup>-1</sup>

Beispiel:

Eine Applikation mit einer Schalthäufigkeit  $Z_{req} = 200 h^{-1}$  und Stoßgrad II erfordert:

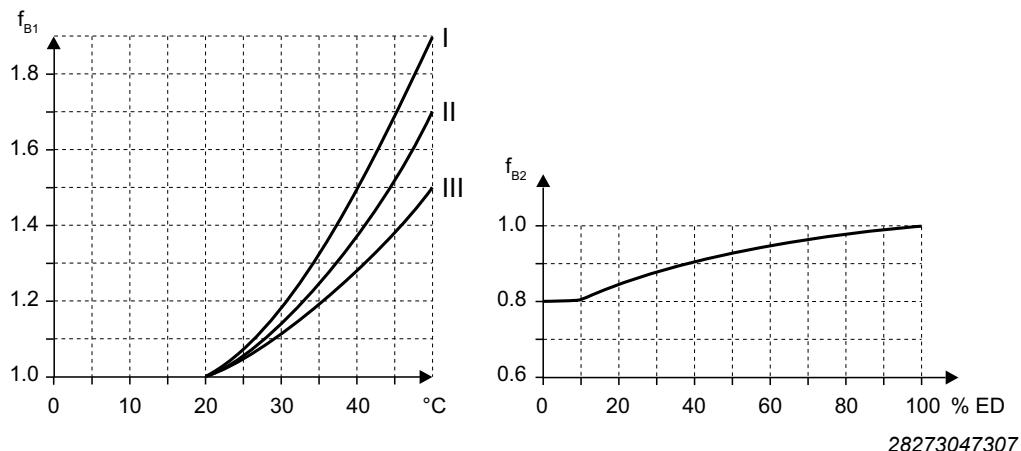
- bei ED = 8 h d<sup>-1</sup> einen Mindestbetriebsfaktor der Applikation  $f_{B\_L} \geq 1.35$
- bei ED = 24 h d<sup>-1</sup> einen Mindestbetriebsfaktor der Applikation  $f_{B\_L} \geq 1.62$

#### Zusatzfaktor für Tieftemperaturbereich

Bei Umgebungstemperaturen < -30 °C muss ein Zusatzfaktor  $f_{B3} = 1.2$  beachtet werden, der die Tieftemperatureigenschaften der eingesetzten Werkstoffe für Gehäuse und Flansch berücksichtigt.

**Zusatzfaktoren für Schneckengetriebe**

Um die Eigenschaften von Verzahnung und Schmierstoff zu berücksichtigen, werden bei Schneckengetrieben die Zusatzfaktoren  $f_{B1}$  und  $f_{B2}$  ermittelt



28273047307

Für Temperaturen außerhalb des gezeigten Temperaturbereichs muss Rücksprache mit SEW-EURODRIVE gehalten werden.

Die relative Einschaltzeit im rechten Diagramm berechnet sich aus dem Verhältnis von Belastungsdauer (alle Fahrabschnitte mit Motordrehzahl  $\neq 0$ ) zu Gesamtzeit. Bei einer Belastungsdauer  $\geq 1$  Stunde beträgt die relative Einschaltzeit  $ED_G$  100 %.

Relative Einschaltzeit Schneckengetriebe:

$$ED_G = \frac{\sum_{n=gen} t_n}{t_{tot}} \times 100$$

29008688651

$ED_G$  = Relative Einschaltzeit Schneckengetriebe

$t_n$  = Zeit im Fahrabschnitt n mit Motordrehzahl  $\neq 0$

$t_{tot}$  = Gesamtzeit des Fahrzyklus

[ $ED_G$ ] = %

[ $t_n$ ] = s

[ $t_{tot}$ ] = s

**Auswahl des Getriebes**

Ein geeignetes Getriebe kann anhand des Katalogs "Getriebemotoren" folgendermaßen ermittelt werden.

1. Auswahltafel entsprechend Motorbemessungsleistung wählen.
2. Abtriebsdrehzahl oder Getriebeübersetzung nahe dem berechneten Idealwert wählen.
3. Zugehörigen Betriebsfaktor  $f_B$  ablesen.
4. Betriebsfaktor  $f_B$  gegen Mindestbetriebsfaktor  $f_{B\_req}$  prüfen:
  - $f_B \geq f_{B\_req}$ : Zulässig
  - $f_B < f_{B\_req}$ : Unzulässig
5. Die zum Betriebsfaktor zugehörige Getriebebaugröße wählen:
  - $f_B \geq f_{B\_req}$ : Kleinstmögliche Getriebebaugröße
  - $f_B >> f_{B\_req}$ : Gewählte Getriebebaugröße kann reduziert werden.

Nach dieser Vorgehensweise können für eine Motorbemessungsleistung und einen Mindestbetriebsfaktor mehrere Getriebebaugrößen möglich sein.

Beispiel:

[1]	[2]		[3]		[5]		
	$n_a$ min <sup>-1</sup>	M <sub>a</sub> Nm	i	F <sub>Ra</sub> <sup>1)</sup> N	SEW f <sub>B</sub>		m kg
[2]	62	460	23.44	8660	1.20	R 67 DRN 100L4	58 342
	73	390	19.89	8350	1.55		
	81	350	17.95	8150	1.65		
	92	310	15.79	7900	1.80		
	98	290	14.91	7790	1.85		
	115	245	12.70	7470	2.1		
	126	225	11.54	7290	2.2		
	146	197	10.00	7010	2.4		

28273258123

- [1] Motorbemessungsleistung: 3 kW
- [2] Geforderte Abtriebsdrehzahl:  $n_a = 90 \text{ min}^{-1}$  oder ideale Getriebeübersetzung:  $i_{G,id} = 15$
- [3] Mindestbetriebsfaktor:  $f_{B,req} = 1.6$
- [5] Gewählte Getriebebaugröße: R67

#### 6.4.2 Berechnung der tatsächlichen Getriebebelastung

Alternativ zur Getriebeauswahl nach Betriebsfaktor kann die tatsächliche Getriebebelastung in den einzelnen Fahrabschnitten berechnet werden. Die Vorgehensweise erfolgt analog zur Berechnung und Auswahl des Getriebes bei geregelten Antrieben. Entscheidend für die Getriebeauswahl ist in der Regel die Getriebebelastung während des Motorhochlaufs oder der mechanischen Bremsung.

##### Getriebebelastung bei Motorhochlauf

Die Getriebebelastung bei Netzanschaltung des Motors ergibt sich aus dem Hochlaufmoment abzüglich des dynamischen Drehmoments zur Eigenbeschleunigung des Motors (siehe Abbildung im Kapitel "Motoranlauf prüfen" (→ 98)).

##### Berechnung des Abtriebsdrehmoments bei Motorhochlauf

Die Drehmomentbelastung am Getriebeabtrieb bei Motorhochlauf setzt sich zusammen aus dem statischen und dynamischen Anteil der Applikation. Das Drehmoment zur Eigenbeschleunigung des Motors trägt nicht zur Getriebebelastung bei.

Bewegungsrichtung vertikal aufwärts, horizontal oder rotativ:

$$M_{G\_H} = \left( M_{Mot\_stat} + (M_H - M_{Mot\_stat}) \times \frac{\frac{J_x}{\eta_L \times \eta_G}}{J_{Mot} + \frac{J_x}{\eta_L \times \eta_G}} \right) \times i_G \times \eta_G$$

18014418020998539

$M_{G\_H}$	= Abtriebsdrehmoment bei Hochlauf des Motors	$[M_{G\_H}] = \text{Nm}$
$M_{Mot\_stat}$	= Statisches Drehmoment der Applikation als Anforderung an den Motor inklusive Wirkungsgrade (motorisch)	$[M_{Mot\_stat}] = \text{Nm}$
$M_H$	= Hochlaufmoment des Motors	$[M_H] = \text{Nm}$
$J_x$	= Massenträgheitsmoment der Last reduziert auf die Motorwelle	$[J_x] = \text{kgm}^2$
$\eta_L$	= Lastwirkungsgrad	$[\eta_L] = 1$
$\eta_G$	= Getriebewirkungsgrad	$[\eta_G] = 1$
$J_{Mot}$	= Massenträgheitsmoment des Motors	$[J_{Mot}] = \text{kgm}^2$
$i_G$	= Getriebeübersetzung	$[i_G] = 1$

Die Getriebebelastung während des Motorhochlaufs für Applikationen in Bewegungsrichtung vertikal abwärts im Fahrabschnitt "Beschleunigung" ist kleiner als in Bewegungsrichtung vertikal aufwärts im Fahrabschnitt "Beschleunigung". Daher wird auf eine Berechnung dieses Belastungszustands verzichtet.

#### Prüfung der Abtriebsdrehmomentbelastung bei Motorhochlauf

Nachfolgend wird ein Getriebe gewählt, dessen dauerhaft zulässiges Abtriebsdrehmoment des Getriebes  $M_{a\_max}$  über dem zuvor berechneten Abtriebsdrehmoment bei Motorhochlauf liegt.

$$M_{G\_H} \leq M_{a\_max}$$

18014418021003531

$M_{G\_H}$	= Abtriebsdrehmoment bei Hochlauf des Motors	$[M_{G\_H}] = \text{Nm}$
$M_{a\_max}$	= Dauerhaft zulässiges Abtriebsdrehmoment des Getriebes	$[M_{a\_max}] = \text{Nm}$

#### Berechnung der aufzunehmenden Querkraft bei Motorhochlauf

Bei Applikationen mit Querkraftbelastung, die auf das Getriebe wirkt, muss zusätzlich die beim Hochlauf des Motors aufzunehmende Querkraft geprüft werden. Diese berechnet sich aus dem Drehmoment, dem Durchmesser des Übertragungselements und dem Zuschlagsfaktor (z. B. für die Rienvorspannung).

$$F_{R\_H} = \frac{M_{G\_H} \times 2000}{d} \times f_z$$

26666400267

$F_{R\_H}$	= Aufzunehmende Querkraft am Getriebeabtrieb bei Motorhochlauf	$[F_{R\_H}] = \text{N}$
$M_{G\_H}$	= Abtriebsdrehmoment bei Motorhochlauf	$[M_{G\_H}] = \text{Nm}$
$d$	= Durchmesser des mechanischen Übertragungselements	$[d] = \text{mm}$
$f_z$	= Zuschlagsfaktor	$[f_z] = 1$

### Prüfung der Querkraftbelastung bei Motorhochlauf

Die bei Motorhochlauf aufzunehmende Querkraft  $F_{R\_H}$  wird gegen die zulässige Querkraft des Getriebes  $F_{R\_per}$  verglichen.

$$F_{R\_H} \leq F_{R\_per}$$

26666560395

$F_{R\_H}$  = Aufzunehmende Querkraft am Getriebeabtrieb bei Hochlauf [math]F\_{R\\_H}] = N  
des Motors

$F_{R\_per}$  = Zulässige Getriebequerkraft [math]F\_{R\\_per}] = N

Falls die rechnerische Getriebebelastung bei Motorhochlauf über den Produktkennwerten des Getriebes liegt, müssen Maßnahmen ergriffen werden. Beispielsweise werden bei der Auswahl eines größeren Getriebes alle Prüfungen wie Baubarkeit etc. erneut durchgeführt. Sollte ein größeres Getriebe baulich nicht möglich sein, können abweichende Maßnahmen ergriffen werden. Diese Maßnahmen sind im Kapitel "Möglichkeiten zur Reduzierung der Getriebebelastung" (→ 125) dokumentiert.

### Getriebebelastung bei mechanischer Bremsung

Während einer mechanischen Bremsung wirken Drehmomente und Querkräfte am Getriebe und der Applikation, die ausschließlich vom Zusammenspiel von Applikation, Antrieb und Bremse abhängen.

#### Berechnung des Abtriebsdrehmoments bei mechanischer Bremsung

Die Drehmomentbelastung bei mechanischer Bremsung errechnet sich aus dem Bremsmoment abzüglich des dynamischen Drehmoments zur Eigenbeschleunigung des Motors und lässt sich aus der Formel für das dynamische Drehmoment herleiten. Nach Einsetzen aller relevanten Applikations- und Antriebskenngrößen ergibt sich folgender Zusammenhang.

Bewegungsrichtung horizontal oder rotativ:

$$M_{G\_B} = \frac{i_G}{\eta'_G} \left( (M_B + M'_{Mot\_stat}) \times \frac{\frac{J_x \times \eta_L \times \eta'_G}{J_{Mot}} - M'_{Mot\_stat}}{\frac{J_x \times \eta_L \times \eta'_G}{J_{Mot}} + 1} \right)$$

26664747531

Die Drehmomentbelastung bei mechanischer Bremsung in Bewegungsrichtung vertikal aufwärts ist kleiner als in Bewegungsrichtung vertikal abwärts. Daher wird hier auf eine Berechnung verzichtet.

Bewegungsrichtung vertikal abwärts:

$$M_{G\_B} = \frac{i_G}{\eta'_G} \left( (M_B - M'_{Mot\_stat}) \times \frac{\frac{J_x \times \eta_L \times \eta'_G}{J_{Mot}}}{\frac{J_x \times \eta_L \times \eta'_G}{J_{Mot}} + 1} + M'_{Mot\_stat} \right)$$

26666392459

$M_{G\_B}$	= Abtriebsdrehmoment bei mechanischer Bremsung	$[M_{G\_B}] = \text{Nm}$
$i_G$	= Getriebeübersetzung	$[i_G] = 1$
$\eta'_G$	= Rücktreibender Getriebewirkungsgrad	$[\eta'_G] = 1$
	• Bei Schnecken- und SPIROPLAN®-Getriebe gilt: $\eta'_G = 2-1/\eta_G$	
	• Für alle anderen Getriebe gilt: $\eta'_G = \eta_G$	
$M_B$	= Bremsmoment	$[M_B] = \text{Nm}$
$M'_{Mot\_stat}$	= Statisches Drehmoment der Applikation als Anforderung an den Motor inklusive Wirkungsgrade (generatorisch)	$[M'_{Mot\_stat}] = \text{Nm}$
$J_x$	= Massenträgheitsmoment der Last reduziert auf die Motortwelle	$[J_x] = \text{kgm}^2$
$\eta_L$	= Lastwirkungsgrad	$[\eta_L] = 1$
$J_{Mot}$	= Massenträgheitsmoment des Motors	$[J_{Mot}] = \text{kgm}^2$

#### Prüfung des Abtriebsdrehmoments bei mechanischer Bremsung

Das Abtriebsdrehmoment bei mechanischer Bremsung  $M_{G\_B}$  wird gegen das dauerhaft zulässige Abtriebsdrehmoment des Getriebes  $M_{a\_max}$  verglichen. Im Vergleich zur Projektierung geregelter Antriebe sind bei ungeregelten Antrieben keine erhöhten Kennwerte für das Getriebe zulässig, da betriebsmäßig immer mechanisch gebremst wird.

$$M_{G\_B} \leq M_{a\_max}$$

26645352331

$M_{G\_B}$	= Abtriebsdrehmoment bei mechanischer Bremsung	$[M_{G\_B}] = \text{Nm}$
$M_{a\_max}$	= Dauerhaft zulässiges Abtriebsdrehmoment des Getriebes	$[M_{a\_max}] = \text{Nm}$

#### Berechnung der aufzunehmenden Querkraft bei mechanischer Bremsung

Bei Applikationen mit Querkraftbelastung, die auf das Getriebe wirken, muss zusätzlich die beim Bremsen aufzunehmende Querkraft geprüft werden. Diese berechnet sich aus dem Drehmoment, dem Durchmesser des Übertragungselementes und dem Zuschlagsfaktor (z. B. für die Riemenvorspannung).

$$F_{R\_B} = \frac{M_{G\_B} \times 2000}{d} \times f_z$$

26874760203

$F_{R\_B}$	= Aufzunehmende Querkraft am Getriebeabtrieb bei mechanischer Bremsung	$[F_{R\_B}] = \text{N}$
$M_{G\_B}$	= Abtriebsdrehmoment bei mechanischer Bremsung	$[M_{G\_B}] = \text{Nm}$
$d$	= Durchmesser des mechanischen Übertragungselementes	$[d] = \text{mm}$
$f_z$	= Zuschlagsfaktor	$[f_z] = 1$

### Prüfung der Querkraftbelastung bei mechanischer Bremsung

Die bei mechanischer Bremsung aufzunehmende Querkraft  $F_{R\_B}$  wird gegen die zulässige Querkraft des Getriebes  $F_{R\_per}$  verglichen. Im Vergleich zur Projektierung geregelter Antriebe sind bei ungeregelten Antrieben keine erhöhten Kennwerte für das Getriebe zulässig, da betriebsmäßig immer mechanisch gebremst wird.

$$F_{R\_B} \leq F_{R\_per}$$

26874763787

$F_{R\_B}$  = Aufzunehmende Querkraft am Getriebeabtrieb bei mechanischer Bremsung  $[F_{R\_B}] = N$

$F_{R\_per}$  = Zulässige Querkraft am Getriebeabtrieb  $[F_{R\_per}] = N$

Falls die rechnerische Getriebebelastung bei betriebsmäßiger Bremsung über den Produktkennwerten des Getriebes liegt, müssen Maßnahmen ergriffen werden, beispielsweise Auswahl eines kleineren Bremsmoments oder Auswahl eines größeren Getriebes.

Bei Fahrapplikationen verlängert sich der Bremsweg bei kleinerem Bremsmoment. Bei Hubapplikationen sind hier Grenzen durch die erforderliche Haltefunktion (siehe "Besondere Anforderung bei Hubapplikationen" (→ 109)) gesetzt. Bei Auswahl eines größeren Getriebes sind alle Prüfungen wie Baubarkeit etc. erneut durchzuführen. Sollte ein größeres Getriebe baulich nicht möglich sein, können abweichende Maßnahmen ergriffen werden. Diese sind im Handbuch "Projektierung Bremse BE.." dokumentiert.

### 6.4.3 Möglichkeiten zur Reduzierung der Getriebebelastung

Wenn die Getriebebelastung bei Motorhochlauf oder mechanischer Bremsung für eine gewünschte Getriebebaugröße zu groß ist, dann können Maßnahmen zur Reduzierung der Getriebebelastung ergriffen werden.

- Massenträgheitsmoment des Motors vergrößern (z. B. schwerer Lüfter).
- Wahl eines Motors mit anderer Polpaarzahl und Anpassung der Getriebeübersetzung.
- Anlauf in  $\lambda/\Delta$ -Schaltung (Motorbemessungsspannung beachten!).
- Sanftanlaufgeräte.
- Wahl eines geregelten Antriebs.

Nach Anwendung einer oder mehrerer Maßnahmen muss die Getriebebelastung erneut geprüft werden.

## 6.5 Hinweis zu polumschaltbaren Motoren

Ein polumschaltbarer Motor ist eine Sonderform des Drehstrom-Asynchronmotors. Durch geeignete elektrische Auslegung und konstruktive Gestaltung der Statorwicklung kann der Motor bei 2 oder mehreren unterschiedlichen Bemessungsdrehzahlen betrieben werden.

Die Umschaltung zwischen 2 Bemessungsdrehzahlen kann im Stillstand oder während des Betriebs erfolgen. Dabei wird durch ein externes Schaltgerät (z. B. Polumschalter) die Netzspannung auf die zugehörigen Wicklungsstränge geschaltet.

Wenn während des Betriebs auf eine andere Bemessungsdrehzahl umgeschaltet wird, beschleunigt oder verzögert der Motor und damit die Applikation.

Dabei wirkt der Motor beim Beschleunigen motorisch und beim Verzögern generatorisch. Die dabei auftretenden Umschaltmomente teilen sich in Abhängigkeit der Massenträgheitsmomente auf Motor und Applikation auf. Der Anteil des Umschaltmoments, der die Applikation beschleunigt oder verzögert, muss von den mechanischen Komponenten des Antriebsstrangs übertragen werden und ist bei der Dimensionierung zu beachten.

Mit einer Polumschaltung während des Betriebs können ungeregelte Antriebe genauer positioniert werden.

Der Motor wird zunächst mit hoher Bemessungsdrehzahl (Eilgang) betrieben. In der Nähe der geforderten Anhalteposition wird auf eine niedrigere Bemessungsdrehzahl (Schleichgang) umgeschaltet, mit der der Motor mechanisch gebremst wird. Dabei wird der Einfluss der Motordrehzahl auf die Anhaltegenauigkeit nach einer mechanischen Bremsung ausgenutzt. Je kleiner eine Motordrehzahl ist, mit der ein mechanischer Bremsvorgang beginnt, desto kürzer ist der Bremsweg und desto geringer weicht die erreichte Anhalteposition von der geforderten Anhalteposition ab.

Die Projektierung von polumschaltbaren Motoren weicht von der Vorgehensweise bei ungeregelten Antrieben ab. Halten Sie bei Bedarf Rücksprache mit SEW-EURODRIVE.

## 7 Tabellenanhang

### 7.1 Wirkungsgrade von Übertragungselementen

Übertragungs-element	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
Getriebe	Ölschmierung: • 3-stufig (Stirnräder), abhängig von Getriebefqualität • Bei Schnecken- und Kegelstirnradgetrieben	0.94 – 0.97  Nach Herstellerangabe

### 7.2 Spindelwirkungsgrade

Spindel	Wirkungsgrad
Trapezgewinde abhängig von Steigung und Schmierung	0.3 – 0.5
Kugelumlaufspindel	0.8 – 0.9

### 7.3 Reibwerte verschiedener Werkstoffpaarungen

Werkstoffpaarung	Reibungsart	Reibwert
Stahl auf Stahl	Hafreibung (trocken)	$\mu_0 = 0.12 - 0.60$
	Gleitreibung (trocken)	$\mu = 0.08 - 0.50$
	Hafreibung (gefettet)	$\mu_0 = 0.12 - 0.35$
	Gleitreibung (gefettet)	$\mu = 0.04 - 0.25$
Holz auf Stahl	Hafreibung (trocken)	$\mu_0 = 0.45 - 0.75$
	Gleitreibung (trocken)	$\mu = 0.30 - 0.60$
Holz auf Holz	Hafreibung (trocken)	$\mu_0 = 0.40 - 0.75$
	Gleitreibung (trocken)	$\mu = 0.30 - 0.50$
Kunststoffriemen auf Stahl	Hafreibung (trocken)	$\mu_0 = 0.25 - 0.45$
	Gleitreibung (trocken)	$\mu = 0.25$
Stahl auf Kunststoff	Gleitreibung (trocken)	$\mu_0 = 0.20 - 0.45$
	Gleitreibung (gefettet)	$\mu = 0.18 - 0.35$

### 7.4 Lagerreibwerte

Lager	Reibwert
Wälzlager	$\mu_{f,b} = 0.005$
Gleitlager	$\mu_{f,b} = 0.09$

### 7.5 Beiwerte für Spur- und Seitenreibung

Spur- und Seitenreibung	Beiwert
Wälzgelagerte Räder	$c = 0.003$
Gleitgelagerte Räder	$c = 0.005$
Seitliche Führungsrollen	$c = 0.002$

## 7.6 Rollreibung (Hebelarm der Rollreibung)

Paarung	Hebelarm		
Stahl auf Stahl	$f \approx 0.5 \text{ mm}$		
Holz auf Stahl (Rollenbahn)	$f \approx 1.2 \text{ mm}$		
Kunststoff auf Stahl	$f \approx 2 \text{ mm}$		
Hartgummi auf Stahl	$f \approx 7 \text{ mm}$		
Kunststoff auf Beton	$f \approx 5 \text{ mm}$		
Hartgummi auf Beton	$f \approx 10 - 20 \text{ mm}$		
Mittelhartes Gummi auf Beton	$f \approx 15 - 35 \text{ mm}$		
Vulkollan auf Stahl	$\emptyset 100 \text{ mm}$ $\emptyset 125 \text{ mm}$ $\emptyset 200 \text{ mm}$ $\emptyset 415 \text{ mm}$	$f \approx 0.75 \text{ mm}$ $f \approx 0.9 \text{ mm}$ $f \approx 1.5 \text{ mm}$ $f \approx 3.1 \text{ mm}$	<b>Achtung!</b> Hebelarm der Rollreibung ist stark hersteller-, geometrie- und temperaturabhängig.

## 8 Zeichenlegende

In der Zeichenlegende ist die Bedeutung der Formelzeichen dieses Projektierungs-handbuchs in alphabetischer Reihenfolge aufgeführt.

Zeichen	Bedeutung	Einheit
a	Beschleunigung	[a] = m s <sup>-2</sup>
a <sub>H</sub>	Hochlaufbeschleunigung	[a <sub>H</sub> ] = m s <sup>-2</sup>
a <sub>max</sub>	Maximal mögliche Beschleunigung	[a <sub>max</sub> ] = m s <sup>-2</sup>
b, c, d	Kantenlänge	[b, c, d] = m
c	Spurreibungskoeffizient	[c] = 1
d	Durchmesser des Übertragungselements	[d] = m
d <sub>b</sub>	Lagerdurchmesser	[d <sub>b</sub> ] = mm
ED <sub>BW</sub>	Generatorische Einschaltdauer	[ED <sub>BW</sub> ] = %
E <sub>rot</sub>	Rotationsenergie der Last	[E <sub>rot</sub> ] = J
E <sub>rot_x</sub>	Rotationsenergie der Last reduziert auf die Motorwelle	[E <sub>rot_x</sub> ] = J
f	Frequenz	[f] = Hz
f	Hebelarm der Rollreibung	[f] = mm
f <sub>a</sub>	Massenträgheitsverhältnis	[f <sub>a</sub> ] = 1
f <sub>B</sub>	Betriebsfaktor	[f <sub>B</sub> ] = 1
f <sub>B1</sub>	Zusatzfaktor für Umgebungstemperatur (nur bei Schneckengetriebe)	[f <sub>B1</sub> ] = 1
f <sub>B2</sub>	Zusatzfaktor für Einschaltdauer (nur bei Schneckengetriebe)	[f <sub>B2</sub> ] = 1
f <sub>B3</sub>	Zusatzfaktor für Tieftemperaturberich	[f <sub>B3</sub> ] = 1
f <sub>B_L</sub>	Mindestbetriebsfaktor der Applikation	[f <sub>B_L</sub> ] = 1
f <sub>B_req</sub>	Mindestbetriebsfaktor	[f <sub>B_req</sub> ] = 1
f <sub>ol</sub>	Überlastfaktor des Frequenzumrichters (z. B. 1.5 bei Überlastfähigkeit 150 %)	[f <sub>ol</sub> ] = 1
f <sub>w</sub>	Verschleißfaktor, Ermittlung gemäß verwendetem Lastbereich für Bremsarbeit	[f <sub>w</sub> ] = 1
f <sub>z</sub>	Zuschlagsfaktor	[f <sub>z</sub> ] = 1
F	Kraft	[F] = N
F <sub>A</sub>	Axialkraft am Getriebeabtrieb	[F <sub>A</sub> ] = N
F <sub>A_per</sub>	Zulässige Axialkraft (Zug oder Druck)	[F <sub>A_per</sub> ] = N
F <sub>dyn</sub>	Dynamische Kraft (Beschleunigungs- oder Verzögerungskraft)	[F <sub>dyn</sub> ] = N
F <sub>f</sub>	Reibungskraft	[F <sub>f</sub> ] = N
F <sub>f_b</sub>	Lagerreibungskraft	[F <sub>f_b</sub> ] = N
F <sub>f_r</sub>	Rollreibungskraft	[F <sub>f_r</sub> ] = N
F <sub>f_st</sub>	Haftriebungskraft	[F <sub>f_st</sub> ] = N
F <sub>f_t</sub>	Spurreibungskraft	[F <sub>f_t</sub> ] = N

Zeichen	Bedeutung	Einheit
$F_G$	Erdanziehungskraft	[ $F_G$ ] = N
$F_H$	Hangabtriebskraft	[ $F_H$ ] = N
$F_N$	Normalkraft	[ $F_N$ ] = N
$F_R$	Querkraft am Getriebeabtrieb	[ $F_R$ ] = N
$F_{R_B}$	Aufzunehmende Querkraft am Getriebeabtrieb bei mechanischer Bremsung	[ $F_{R_B}$ ] = N
$F_{R_{es}}$	Aufzunehmende Querkraft am Getriebeabtrieb beim Bremsen im Not-Halt-Fall	[ $F_{R_{es}}$ ] = N
$F_{R_H}$	Aufzunehmende Querkraft am Getriebeabtrieb bei Motorhochlauf	[ $F_{R_H}$ ] = N
$F_{R\_per}$	Zulässige Querkraft am Getriebeabtrieb im Abstand l/2 zum Wellenbund	[ $F_{R\_per}$ ] = N
$F_{R\_per\_es}$	Zulässige Querkraft am Getriebeabtrieb beim Bremsen im Not-Halt-Fall	[ $F_{R\_per\_es}$ ] = N
$F_{R\_x\_per}$	Zulässige Querkraft im Abstand x zum Wellenbund	[ $F_{R\_x\_per}$ ] = N
$F_{stat}$	Statische Kraft	[ $F_{stat}$ ] = N
$F_{tot}$	Gesamtkraft	[ $F_{tot}$ ] = N
$F_{tr}$	Fahrwiderstandskraft	[ $F_{tr}$ ] = N
$F_n$	Aufzubringende Kraft in Abhängigkeit des Wirkungsgrads (motorisch)	[ $F_n$ ] = N
$F'_n$	Aufzunehmende Kraft in Abhängigkeit des Wirkungsgrads (generatorisch)	[ $F'_n$ ] = N
$g$	Erdbeschleunigung	[ $g$ ] = m s <sup>-2</sup>
$I_A$	Anlaufstrom	[ $I_A$ ] = A
$I_d$	Magnetisierungsstrom	[ $I_d$ ] = A
$I_{eff}$	Effektiv erforderlicher Motorstrom	[ $I_{eff}$ ] = A
$i_G$	Getriebeübersetzung	[ $i_G$ ] = 1
$i_{G\_id}$	Berechnete ideale Getriebeübersetzung	[ $i_{G\_id}$ ] = 1
$I_{max}$	Maximal erforderlicher Motorstrom	[ $I_{max}$ ] = A
$I_{Mot}$	Motorstrom (Außenleiterstrom)	[ $I_{Mot}$ ] = A
$I_N$	Bemessungsstrom des Motors	[ $I_N$ ] = A
$I_{N\_FU}$	Ausgangsbemessungsstrom des Frequenzumrichters	[ $I_{N\_FU}$ ] = A
$I_q$	Drehmomentbildender Strom	[ $I_q$ ] = A
$I_{q\_N}$	Bemessungswert des drehmomentbildenden Stroms	[ $I_{q\_N}$ ] = A
$i_{tot}$	Gesamtübersetzung zwischen Appikation und Motor	[ $i_{tot}$ ] = 1
$i_V$	Vorgelegeübersetzung	[ $i_V$ ] = 1
$J$	Massenträgheitsmoment	[ $J$ ] = kgm <sup>2</sup>
$J_{cg}$	Massenträgheitsmoment des Körpers, bezogen auf eine durch den Schwerpunkt S gehende Drehachse	[ $J_{cg}$ ] = kgm <sup>2</sup>
$J_{Mot}$	Massenträgheitsmoment des Motors	[ $J_{Mot}$ ] = kgm <sup>2</sup>

Zeichen	Bedeutung	Einheit
$J_x$	Massenträgheitsmoment der Last reduziert auf die Motorwelle	$[J_x] = \text{kgm}^2$
$J_z$	Massenträgheitsmoment der Option schwere Zusatzmasse /Z	$[J_z] = \text{kgm}^2$
K	Leistungssteigerungsfaktor für die verschiedenen Betriebsarten	$[K] = 1$
$K_J$	Berechnungsfaktor Massenträgheitsmoment	$[K_J] = \text{h}^{-1}$
$K_M$	Berechnungsfaktor statisches Motordrehmoment	$[K_M] = \text{h}^{-1}$
$K_P$	Berechnungsfaktor statische Leistung und Einschaltdauer	$[K_P] = \text{h}^{-1}$
I	Länge	$[I] = \text{m}$
m	Masse	$[m] = \text{kg}$
$m_{\text{tot}}$	Gesamtmasse der Applikation	$[m_{\text{tot}}] = \text{kg}$
M	Drehmoment	$[M] = \text{Nm}$
$M_{a\_max}$	Dauerhaft zulässiges Abtriebsdrehmoment des Getriebes	$[M_{a\_max}] = \text{Nm}$
$M_A$	Anlaufmoment	$[M_A] = \text{Nm}$
$M_B$	Bremsmoment	$[M_B] = \text{Nm}$
$M_{\text{dyn}}$	Dynamisches Drehmoment/Beschleunigungsdrehmoment	$[M_{\text{dyn}}] = \text{Nm}$
$M_{f\_b}$	Lagerreibungsdrehmoment	$[M_{f\_b}] = \text{Nm}$
$M_{f\_r}$	Rollreibungsdrehmoment	$[M_{f\_r}] = \text{Nm}$
$M_{f\_t}$	Spurreibungsdrehmoment	$[M_{f\_t}] = \text{Nm}$
$M_H$	Hochlaufmoment	$[M_H] = \text{Nm}$
$M_L$	Antriebsdrehmoment an der Applikation	$[M_L] = \text{Nm}$
$M_{\text{Mot\_ac}}$	Drehmoment der Applikation im Fahrabschnitt "Beschleunigung" als Anforderung an den Motor inklusive Wirkungsgrade (motorisch)	$[M_{\text{Mot\_ac}}] = \text{Nm}$
$M_{\text{Mot\_ac\_tot}}$	Gesamtdrehmoment der Applikation einschließlich der Eigenbeschleunigung des Motors im Fahrabschnitt "Beschleunigung" als Anforderung an den Motor inklusive Wirkungsgrade (motorisch)	$[M_{\text{Mot\_ac\_tot}}] = \text{Nm}$
$M_{\text{Mot\_const}}$	Drehmoment der Applikation im Fahrabschnitt "Konstante Geschwindigkeit" als Anforderung an den Motor inklusive Wirkungsgrade (motorisch)	$[M_{\text{Mot\_const}}] = \text{Nm}$
$M'_{\text{Mot\_const}}$	Drehmoment der Applikation im Fahrabschnitt "Konstante Geschwindigkeit" als Anforderung an den Motor inklusive Wirkungsgrade (generatorisch)	$[M'_{\text{Mot\_const}}] = \text{Nm}$
$M_{\text{Mot\_dec}}$	Drehmoment der Applikation im Fahrabschnitt "Verzögerung" als Anforderung an den Motor inklusive Wirkungsgrade (motorisch)	$[M_{\text{Mot\_dec}}] = \text{Nm}$

<b>Zeichen</b>	<b>Bedeutung</b>	<b>Einheit</b>
$M_{Mot\_dec\_tot}$	Gesamtdrehmoment der Applikation einschließlich der Eigenverzögerung des Motors im Fahrabschnitt "Verzögerung" als Anforderung an den Motor inklusive Wirkungsgrade (motorisch)	$[M_{Mot\_dec\_tot}] = \text{Nm}$
$M'_{Mot\_dec}$	Drehmoment der Applikation im Fahrabschnitt "Verzögerung" als Anforderung an den Motor inklusive Wirkungsgrade (generatorisch)	$[M'_{Mot\_dec}] = \text{Nm}$
$M'_{Mot\_dec\_tot}$	Gesamtdrehmoment der Applikation einschließlich der Eigenverzögerung des Motors im Fahrabschnitt "Verzögerung" als Anforderung an den Motor inklusive Wirkungsgrade (generatorisch)	$[M'_{Mot\_dec\_tot}] = \text{Nm}$
$M_{Mot\_stat}$	Statisches Drehmoment der Applikation als Anforderung an den Motor inklusive Wirkungsgrade (motorisch)	$[M_{Mot\_stat}] = \text{Nm}$
$M_{G\_H}$	Abtriebsdrehmoment bei Hochlauf des Motors	$[M_{G\_H}] = \text{Nm}$
$M_{G\_B}$	Abtriebsdrehmoment bei mechanischer Bremsung	$[M_{G\_B}] = \text{Nm}$
$M_{G\_es}$	Abtriebsdrehmoment beim Bremsen im Not-Halt-Fall	$[M_{G\_es}] = \text{Nm}$
$M_{G\_max}$	Maximales Drehmoment am Getriebeabtrieb inklusive Lastwirkungsgrad über alle Fahrabschnitte	$[M_{G\_max}] = \text{Nm}$
$M_{G\_n}$	Drehmoment am Getriebeabtrieb im Fahrabschnitt n (z. B. Beschleunigung) inklusive Lastwirkungsgrad (motorisch)	$[M_{G\_n}] = \text{Nm}$
$M'_{G\_n}$	Drehmoment am Getriebeabtrieb im Fahrabschnitt n (z. B. Verzögerung) inklusive Lastwirkungsgrad (generatorisch)	$[M'_{G\_n}] = \text{Nm}$
$M_{G\_per\_es}$	Zulässiges Abtriebsdrehmoment beim Bremsen im Not-Halt-Fall	$[M_{G\_per\_es}] = \text{Nm}$
$M_K$	Kippmoment	$[M_K] = \text{Nm}$
$M_{Mot}$	Applikativ gefordertes Motordrehmoment	$[M_{Mot}] = \text{Nm}$
$M_{Mot\_eff}$	Effektives Motordrehmoment	$[M_{Mot\_eff}] = \text{Nm}$
$M_{Mot\_iac}$	Dynamisches Drehmoment zur Eigensbeschleunigung oder -verzögerung des Motors	$[M_{Mot\_iac}] = \text{Nm}$
$M_{Mot\_n}$	Drehmoment der Applikation als Anforderung an den Motor im Fahrabschnitt n inklusive Lastwirkungsgrad (motorisch)	$[M_{Mot\_n}] = \text{Nm}$
$M'_{Mot\_n}$	Drehmoment der Applikation als Anforderung an den Motor im Fahrabschnitt n inklusive Lastwirkungsgrad (generatorisch)	$[M'_{Mot\_n}] = \text{Nm}$
$M_{Mot\_stat}$	Statisches Drehmoment der Applikation als Anforderung an den Motor inklusive Wirkungsgrade (motorisch)	$[M_{Mot\_stat}] = \text{Nm}$
$M'_{Mot\_stat}$	Statisches Drehmoment der Applikation als Anforderung an den Motor inklusive Wirkungsgrade (generatorisch)	$[M'_{Mot\_stat}] = \text{Nm}$
$M_{Mot\_n\_tot}$	Gesamtdrehmoment der Applikation inklusive Eigenbeschleunigung des Motors im Fahrabschnitt n als Anforderung an den Motor	$[M_{Mot\_n\_tot}] = \text{Nm}$

Zeichen	Bedeutung	Einheit
$M_n$	Applikationsseitiges Drehmoment ohne Lastwirkungsgrad im Fahrabschnitt n	[ $M_n$ ] = Nm
$M_N$	Bemessungsdrehmoment des Motors	[ $M_N$ ] = Nm
$M_s$	Sattelmoment	[ $M_s$ ] = Nm
$M_{stat}$	Statisches Drehmoment der Applikation	[ $M_{stat}$ ] = Nm
$M_{tr}$	Fahrwiderstandsdrehmoment	[ $M_{tr}$ ] = Nm
$M_\eta$	Aufzubringendes Drehmoment in Abhängigkeit des Wirkungsgrads (motorisch)	[ $M_\eta$ ] = Nm
$M'_\eta$	Aufzunehmendes Drehmoment in Abhängigkeit des Wirkungsgrads (generatorisch)	[ $M'_\eta$ ] = Nm
$n$	Drehzahl	[ $n$ ] = min <sup>-1</sup>
$n_a$	Abtriebsdrehzahl	[ $n_a$ ] = min <sup>-1</sup>
$n_B$	Bremseneinfalldrehzahl	[ $n_B$ ] = min <sup>-1</sup>
$n_{B\_es}$	Bremseneinfalldrehzahl im Not-Halt-Fall	[ $n_{B\_es}$ ] = min <sup>-1</sup>
$n_{dif}$	Drehzahldifferenz bei Bremseneinfall	[ $n_{dif}$ ] = min <sup>-1</sup>
$n_G$	Abtriebsdrehzahl des Geriebes	[ $n_G$ ] = min <sup>-1</sup>
$n_L$	Drehzahl der Applikation	[ $n_L$ ] = min <sup>-1</sup>
$n_{max}$	Maximale Drehzahl	[ $n_{max}$ ] = min <sup>-1</sup>
$n_{Mot}$	Motordrehzahl	[ $n_{Mot}$ ] = min <sup>-1</sup>
$n_{Mot\_max}$	Maximale Motordrehzahl	[ $n_{Mot\_max}$ ] = min <sup>-1</sup>
$\bar{n}_{Mot\_n}$	Mittlere Motordrehzahl im Fahrabschnitt n	[ $\bar{n}_{Mot\_n}$ ] = min <sup>-1</sup>
$n_N$	Bemessungsdrehzahl	[ $n_N$ ] = min <sup>-1</sup>
$n_{syn}$	Synchrondrehzahl	[ $n_{syn}$ ] = min <sup>-1</sup>
$n_v$	Abtriebsdrehzahl des Vorgeleges	[ $n_v$ ] = min <sup>-1</sup>
$N_{B\_insp}$	Anzahl der zulässigen Not-Halt-Bremsungen bis zur Bremseninspektion	[ $N_{B\_insp}$ ] = 1
$N_{tot}$	Anzahl aller Räder	[ $N_{tot}$ ] = 1
$p$	Spindelsteigung	[ $p$ ] = mm
$P$	Leistung	[ $P$ ] = kW
$P_1$	Zugeführte Leistung	[ $P_1$ ] = W
$P_2$	Abgegebene oder nutzbare Leistung	[ $P_2$ ] = W
$P_{act}$	Wirkleistung des Motors	[ $P_{act}$ ] = kW
$P_{dyn}$	Dynamische Leistung	[ $P_{dyn}$ ] = kW
$\bar{P}_{gen}$	Mittlere generatorische Bremsleistung	[ $\bar{P}_{gen}$ ] = kW
$\bar{P}_{gen\_n}$	Mittlere Bremsleistung im generatorischen Fahrabschnitt n	[ $\bar{P}_{gen\_n}$ ] = kW
$P_{gen\_pk}$	Spitzenbremsleistung	[ $P_{gen\_pk}$ ] = kW
$P_H$	Verfügbare Motorleistung während des Hochlaufs	[ $P_H$ ] = kW
$P_{max}$	Maximale Leistung	[ $P_{max}$ ] = kW

Zeichen	Bedeutung	Einheit
$P_{Mot\_stat}$	Statische Leistung der Applikation als Anforderung an den Motor inklusive Wirkungsgrade (motorisch)	[ $P_{Mot\_stat}$ ] = kW
$P_{Mot\_max}$	Maximale Leistung der Applikation als Anforderung an den Motor inklusive Wirkungsgrade (motorisch)	[ $P_{Mot\_max}$ ] = kW
$P_N$	Bemessungsleistung des Motors	[ $P_N$ ] = kW
$P_{stat}$	Statische Leistung	[ $P_{stat}$ ] = kW
$r$	Radius	[ $r$ ] = m
$r_{1,2}$	Innerer und äußerer Radius	[ $r_{1,2}$ ] = m
$r_b$	Lagerradius	[ $r_b$ ] = mm
$R_{BW}$	Widerstandswert des Bremswiderstands	[ $R_{BW}$ ] = $\Omega$
$R_{BW\_max}$	Maximaler Widerstandswert des Bremswiderstands abhängig von der Applikation	[ $R_{BW\_max}$ ] = $\Omega$
$R_{BW\_min}$	Minimaler Widerstandswert des auszuwählenden Bremswiderstands je nach Frequenzumrichter-Baugröße	[ $R_{BW\_min}$ ] = $\Omega$
$s$	Strecke	[ $s$ ] = m
$s_B$	Bremsweg	[ $s_B$ ] = m
$s_{tot}$	Gesamtstrecke	[ $s_{tot}$ ] = m
$t$	Zeit	[ $t$ ] = s
$t_2$	Bremseneinfallzeit, je nach Verschaltung der Bremse:	[ $t_2$ ] = s
	<ul style="list-style-type: none"> <li><math>t_{2,I}</math> = Bremseneinfallzeit für wechselstromseitige Abschaltung</li> <li><math>t_{2,II}</math> = Bremseneinfallzeit für gleich- und wechselstromseitige Abschaltung</li> </ul>	
$t_{ac}$	Beschleunigungszeit im Fahrabschnitt "Beschleunigung"	[ $t_{ac}$ ] = s
$t_B$	Bremszeit	[ $t_B$ ] = s
$t_H$	Hochlaufzeit	[ $t_H$ ] = s
$t_n$	Dauer des Fahrabschnitts n	[ $t_n$ ] = s
$t_s$	Anhaltezeit	[ $t_s$ ] = s
$t_{tot}$	Gesamtzeit	[ $t_{tot}$ ] = s
$T$	Periodendauer	[ $T$ ] = s
$U$	Spindelumfang	[ $U$ ] = mm
$U_{DC}$	Spannungsschwelle im Zwischenkries, bei der der Brems-Chopper durchgeschaltet wird	[ $U_{DC}$ ] = V
$U_{Mot}$	Motorspannung (Phase gegen Phase)	[ $U_{Mot}$ ] = V
$v$	Geschwindigkeit	[ $v$ ] = m s <sup>-1</sup>
$v_B$	Geschwindigkeit der Applikation bei Bremseneinfall	[ $v_B$ ] = m s <sup>-1</sup>
$W_B$	Aufzunehmende Bremsarbeit	[ $W_B$ ] = J
$W_{B\_es}$	Aufzunehmende Bremsarbeit im Not-Halt-Fall	[ $W_{B\_es}$ ] = J

Zeichen	Bedeutung	Einheit
$W_{B\_insp}$	Zulässige Bremsarbeit bis zur Bremseninspektion	$[W_{B\_insp}] = J$
$W_{B\_per}$	Zulässige Bremsarbeit in Abhängigkeit der Bremsengröße und -einfalldrehzahl	$[W_{B\_per}] = J$
$W_{B\_per\_es}$	Zulässige Bremsarbeit im Not-Halt-Fall	$[W_{B\_per\_es}] = J$
$x$	Abstand	$[x] = m$
$Z_0$	Leerschalthäufigkeit	$[Z_0] = h^{-1}$
$Z_{per}$	Zulässige Schalthäufigkeit	$[Z_{per}] = h^{-1}$
$Z_{req}$	Geforderte Schalthäufigkeit	$[Z_{req}] = h^{-1}$
$\alpha$	Winkelbeschleunigung	$[\alpha] = s^{-2}$
$\beta$	Neigungswinkel zur Horizontalen	$[\beta] = {}^\circ \text{ oder rad}$
$\gamma$	Reibungswinkel	$[\gamma] = {}^\circ \text{ oder rad}$
$\eta$	Wirkungsgrad	$[\eta] = 1$
$\eta'_G$	Rücktreibender Getriebewirkungsgrad	$[\eta'_G] = 1$
$\eta_L$	Lastwirkungsgrad	$[\eta_L] = 1$
$\eta_{spi}$	Spindelwirkungsgrad	$[\eta_{spi}] = 1$
$\mu$	Reibungskoeffizient	$[\mu] = 1$
$\mu_{f\_b}$	Lagerreibungskoeffizient	$[\mu_{f\_b}] = 1$
$\mu_{f\_st}$	Hافتreibungskoeffizient	$[\mu_{f\_st}] = 1$
$\mu_{tr}$	Gesamtreibungskoeffizient des Fahrwiderstands	$[\mu_{tr}] = 1$
$\varphi$	Winkel	$[\varphi] = \text{rad oder } {}^\circ$
$\omega$	Winkelgeschwindigkeit	$[\omega] = s^{-1}$
$\omega_G$	Winkelgeschwindigkeit am Getriebeabtrieb	$[\omega_G] = s^{-1}$
$\omega_{Mot}$	Winkelgeschwindigkeit am Motor	$[\omega_{Mot}] = s^{-1}$

## Stichwortverzeichnis

### A

Abgrenzung der Projektierung zwischen geregelten und ungeregelten Antrieben .....	11
Projektierungshinweise .....	14
Randbedingungen für den Netzbetrieb .....	14
Allgemeine applikationsseitige Berechnungen ....	23
Abtriebsdrehzahl .....	25
Fahrdynamik.....	23
Kräfte und Drehmomente .....	27
Spindelantrieb .....	46
Übersetzungsanforderung .....	26
Wirkungsgrad .....	42
Applikation	
Definition und Unterscheidung nach Bewegungsrichtung .....	7
Eigenschaften und Beispiele für Applikationen mit horizontaler Bewegungsrichtung .....	7
Eigenschaften und Beispiele für Applikationen mit rotativer Bewegungsrichtung .....	8
Eigenschaften und Beispiele für Applikationen mit überlagerter Bewegungsrichtung.....	8
Eigenschaften und Beispiele für Applikationen mit vertikaler Bewegungsrichtung .....	7
Umgebungsbedingungen .....	8
Auswahl des Getriebes (geregelter Antrieb) .....	50
Getriebeübersetzung .....	52
Thermische Auslastung .....	53
Vorauswahl nach Drehmoment .....	52

### B

Baubarkeit der Antriebskombination (geregelter Antrieb) .....	69
Beiwerte für Spur- und Seitenreibung .....	128
Berechnung der Abtriebsdrehmoments bei Motorhochlauf (ungeregelter Antrieb)	
Berechnung des Abtriebsdrehmoments bei Motorhochlauf.....	121
Berechnung der tatsächlichen Getriebebelastung (ungeregelter Antrieb)	
Bei mechanischer Bremsung .....	123
Bei Motorhochlauf .....	121
Berechnung der Abtriebsdrehmoments bei mechanischer Bremsung.....	123
Berechnung und Auswahl der Bremse (geregelter Antrieb)	
Baubarkeit des Bremsmotors .....	74

Berechnung der aufzunehmenden Querkraft beim Bremsen im Not-Halt-Fall .....	77
Berechnung der zulässigen Not-Halt-Kennwerte .....	78
Besondere Anforderung bei Hubapplikationen .....	70
Bremsarbeit .....	71
Bremseneinfalldrehzahl .....	73
Getriebebelastung bei Not-Halt-Bremsung ....	75
Standzeit bis zur Inspektion .....	75
Weiterführende Auswahlkriterien .....	78
Berechnung und Auswahl der Bremse (ungeregelter Antrieb).....	108
Auswirkungen auf das Getriebe .....	114
Besondere Anforderung bei Hubapplikationen .....	109
Bremsarbeit .....	110
Bremseneinfalldrehzahl .....	113
Standzeit bis zur Inspektion .....	114
Weiterführende Auswahlkriterien .....	114
Berechnung und Auswahl des Frequenzumrichters (geregelter Antrieb)	
Auswahl des Frequenzumrichters für Betriebsarten mit stromgeführter Regelung .....	82
Auswahl des Frequenzumrichters nach berechneten Motorströmen .....	82
Berechnung des maximalen und effektiven Umrichterstroms.....	80
Bremswiderstand (optional).....	83
Derating-Faktoren .....	83
Erweiterte Motorausnutzung oberhalb der Bemessungsdrehzahl im 87-Hz-Betrieb .....	86
Zuordnung anhand der Motorbemessungsleistung .....	79
Berechnung und Auswahl des Getriebes (geregelter Antrieb)	
Abtriebsseitige Drehmomente .....	49
Auswahl des Getriebes .....	50
Berechnung der Querkraft.....	55
Prüfung der Axialkraft.....	56
Prüfung der Querkraft.....	56
Von außen angreifende Kräfte (Quer- und Axialkräfte) .....	53
Berechnung und Auswahl des Getriebes (ungeregelter Antrieb)	
Berechnung der tatsächlichen Getriebebelastung .....	121

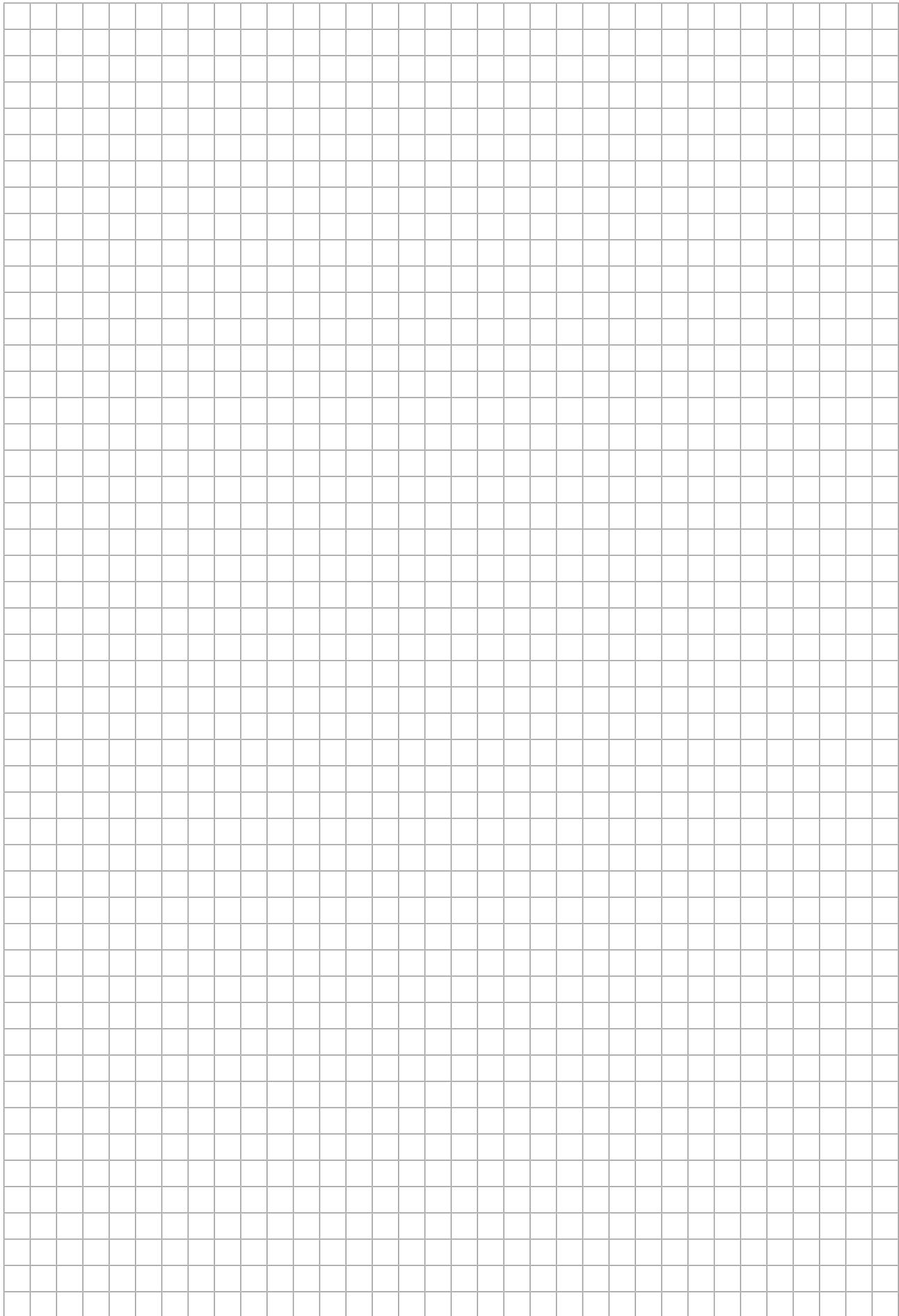
# Stichwortverzeichnis

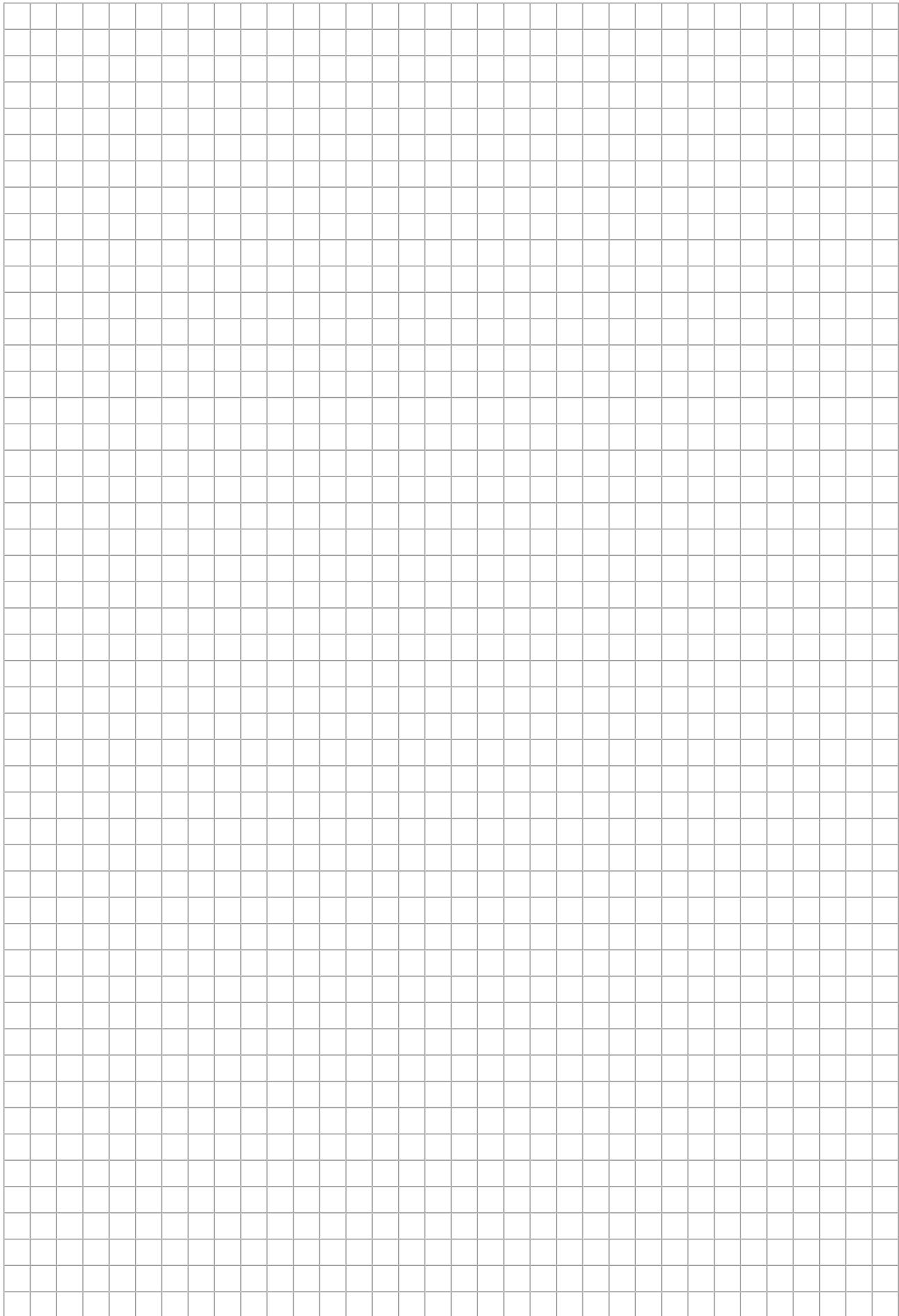
Hinweis zu polumschaltbaren Motoren .....	126	Statische Bewegungsgleichungen .....	24
Möglichkeiten zur Reduzierung der Getriebebelastung .....	125		
Vorauswahl des Getriebes .....	117		
Berechnung und Auswahl des Motors (geregelter Antrieb)		<b>G</b>	
Baubarkeit der Antriebskombination .....	69	Getriebe	
Betrachtung des Massenträgheitsverhältnisses .....	67	Planschverluste .....	43
Maximale Motorauslastung .....	59	Verzahnungsverluste .....	42
Motordrehmomente .....	57	Grundlagen der Projektierung von elektrischen Antrieben	
Thermische Motorauslastung .....	62	Abgrenzung zwischen geregelten und ungeregelten Antrieben .....	11
Vorauswahl des Motors .....	58	Grundsätzlicher Berechnungsablauf bei geregelten Antrieben .....	12
Berechnung und Auswahl des Motors (ungeregelter Antrieb)		Grundsätzlicher Berechnungsablauf bei ungeregelten Antrieben .....	13
Auswahlkriterien .....	96	Kriterien zur Auswahl von Antrieben .....	10
Drehzahl-Drehmoment-Kennlinie des Asynchronmotors .....	94	Projektierungsablauf bei geregelten Antrieben .....	11
Motoranlauf prüfen .....	98	Projektierungsablauf bei ungeregelter Antriebe .....	12
Schalthäufigkeit .....	103	Voraussetzungen .....	17
Betrachtung des Massenträgheitsverhältnisses (geregelter Antrieb) .....	67		
Massenträgheitsverhältnis bei der Auswahl von Servoantrieben .....	68	<b>K</b>	
Praktische Beispiele .....	68	Konventionen zur Berechnung elektrischer Antriebe bei SEW-EURODRIVE .....	18
Bremswiderstand (optional) .....	83	Betrachtung der Grundbewegungen und Größendefinitionen .....	21
Berechnung und Auswahl nach thermischer Auslastung .....	83	Bezugssysteme und Vorzeichen .....	18
Prüfen des ausgewählten Bremswiderstands nach Spitzenbremsleistung .....	85	Formeln und Einheiten .....	17
<b>D</b>		Kräfte und Drehmomente	
Dynamische Bewegungsgleichungen		Kräfte für horizontale Bewegung .....	28
Lineare Bewegungsgleichungen .....	24	Kräfte für vertikale Bewegung .....	29
Rotative Bewegungen .....	24	Statische Kräfte .....	30
Dynamische Kräfte		Kriterien zur Auswahl von Antrieben .....	10
Beschleunigungskraft und -drehmoment .....	37		
<b>E</b>		<b>L</b>	
Erweiterte Motorausnutzung oberhalb der Bemessungsdrehzahl im 87-Hz-Betrieb		Lagerreibwerte .....	128
Dreieckschaltung des Motors .....	87	Leistungsberechnung (ungeregelter Antrieb) .....	91
Motivation und Einsatzmöglichkeiten .....	90		
<b>F</b>		<b>M</b>	
Fahrdynamik		Massenträgheitsmoment .....	37
Bewegungsprofil .....	23	In einem Antriebsstrang .....	39
Dynamische Bewegungsgleichungen .....	24	Starrer Körper bei Rotation .....	37
		Massenträgheitsmomente in einem Antriebsstrang	
		Trägheitsreduzierung am Spindelantrieb .....	41
		Trägheitsreduzierung linearer Bewegungen ..	40
		Trägheitsreduzierung rotativer Bewegungen ..	39
		Maximale Motorauslastung (geregelter Antrieb)	
		Berechnung der Motordrehmomente .....	61

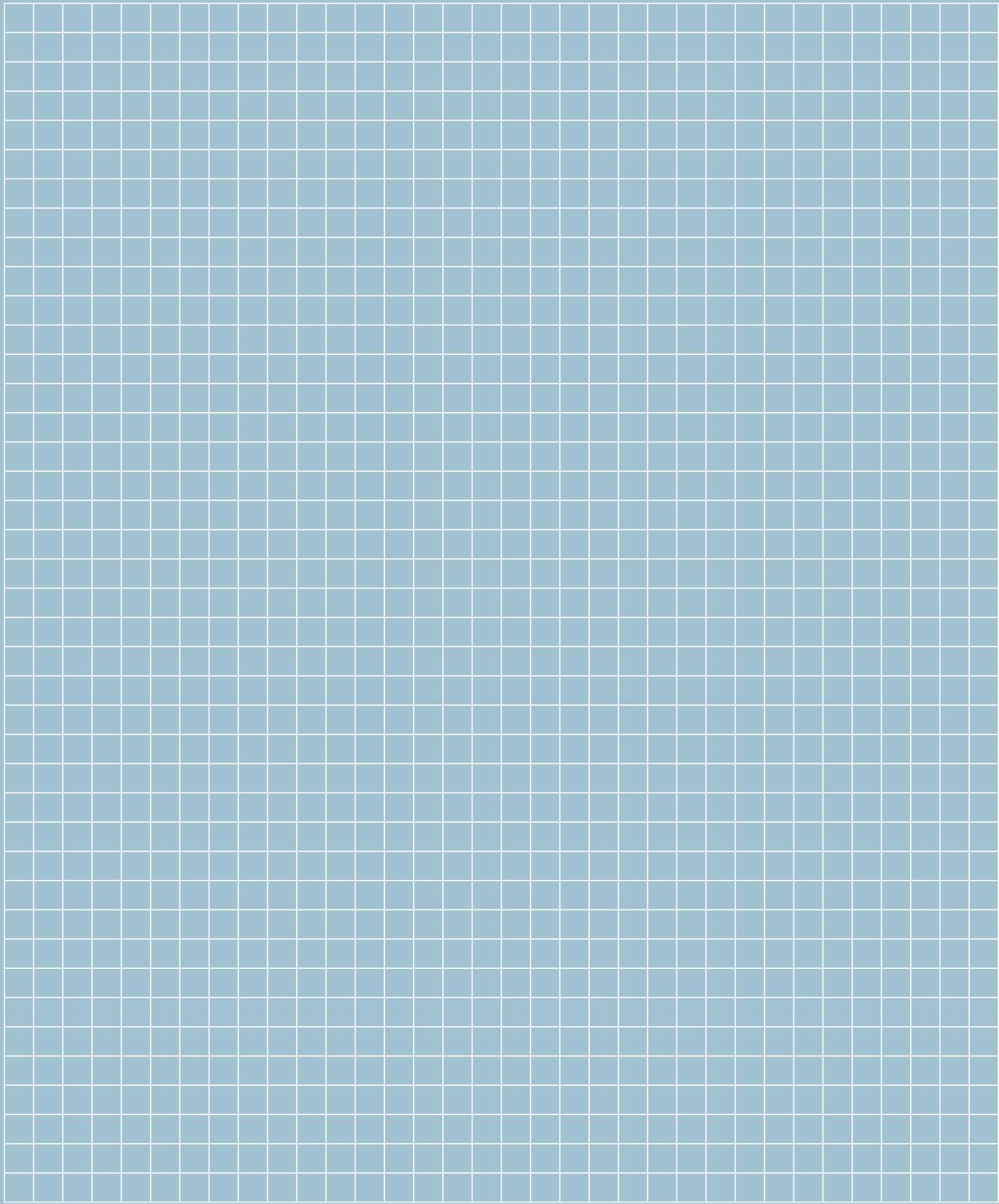
Berechnung des dynamischen Drehmoments zur Eigenbeschleunigung des Motors .....	60	Rotative Bewegungen .....	24
Prüfung der maximalen Motorauslastung.....	62	Statische Kräfte	
Motoranlauf prüfen (ungeregelter Antrieb)		Erdanziehungskraft/Hangabtriebskraft .....	35
Bewertung des Anlaufverhaltens.....	100	Haft- und Gleitreibungskraft .....	30
<b>P</b>		Lagerreibungskraft .....	31
Projektierung		Reibungskraft/Fahrwiderstandskraft.....	30
Applikationsseitige Berechnungen .....	23	Rollreibungskraft .....	32
Geregelte Antriebe .....	49	Spurreibungskraft .....	33
Konventionen zur Berechnung elektrischer Antriebe bei SEW-EURODRIVE.....	18		
Ungeregelte Antriebe .....	91		
Voraussetzungen .....	17		
Projektierung geregelter Antriebe			
Berechnung und Auswahl der Bremse.....	70	Tabellenanhang	
Berechnung und Auswahl des Frequenzumrichters.....	79	Beiwerte für Spur- und Seitenreibung .....	128
Berechnung und Auswahl des Getriebes .....	49	Lagerreibwerte .....	128
Berechnung und Auswahl des Motors.....	57	Reibwerte verschiedener Werkstoffpaarungen .....	128
Projektierung ungeregelter Antriebe		Rollreibung (Hebelarm der Rollreibung).....	129
Berechnung und Auswahl der Bremse.....	108	Spindelwirkungsgrade .....	127
Berechnung und Auswahl des Getriebes .....	117	Wirkungsgrade von Übertragungselementen .....	127
Berechnung und Auswahl des Motors.....	94		
Leistungsberechnung .....	91		
Projektierungshandbuch		Thermische Motorauslastung (geregelter Antrieb)	
Einleitung.....	6	Berechnung der mittleren Drehzahl.....	65
Inhalt und Aufbau .....	6	Berechnung des effektiven Motordrehmoments .....	66
Zielgruppe .....	6	Prüfung der thermischen Motorauslastung ....	67
Grundlagen der Projektierung von elektrischen Antrieben .....	10	Technischer Hintergrund Feldschwärbereich .....	64
<b>R</b>		Thermische Grenzkennlinie.....	63
Reibwerte verschiedener Werkstoffpaarungen .	128	<b>V</b>	
<b>S</b>		Vorauswahl des Getriebes (ungeregelter Antrieb)	
Schalthäufigkeit (ungeregelter Antrieb) .....	103	Betriebsfaktor .....	117
Berechnung der zulässigen Schalthäufigkeit	107	Mindestbetriebsfaktor .....	118
Berechnungsfaktor KJ (Massenträgheitsmoment) .....	104	Stoßgrad.....	118
Berechnungsfaktor KM (statisches Lastmoment) .....	105	Vorgehensweise mithilfe des Katalogs.....	120
Berechnungsfaktor Kp (statische Leistung und Einschaltdauer) .....	105		
Leerschalthäufigkeit .....	103	Vorauswahl des Motors (geregelter Antrieb)	
Spindelwirkungsgrade .....	127	Für Aussetzbetrieb .....	59
Statische Bewegungsgleichungen		Für Dauerbetrieb .....	58
Lineare Bewegungen .....	24	Prüfung der Antriebsauswahl .....	59
<b>W</b>			
Weiterführende Auswahlkriterien bei Berechnung und Auswahl der Bremse (ungeregelter Antrieb)			
Anhalteweg.....	116		
Anhaltezeit.....	114		
Bremsgeschwindigkeit.....	115		
Bremsverzögerung .....	117		

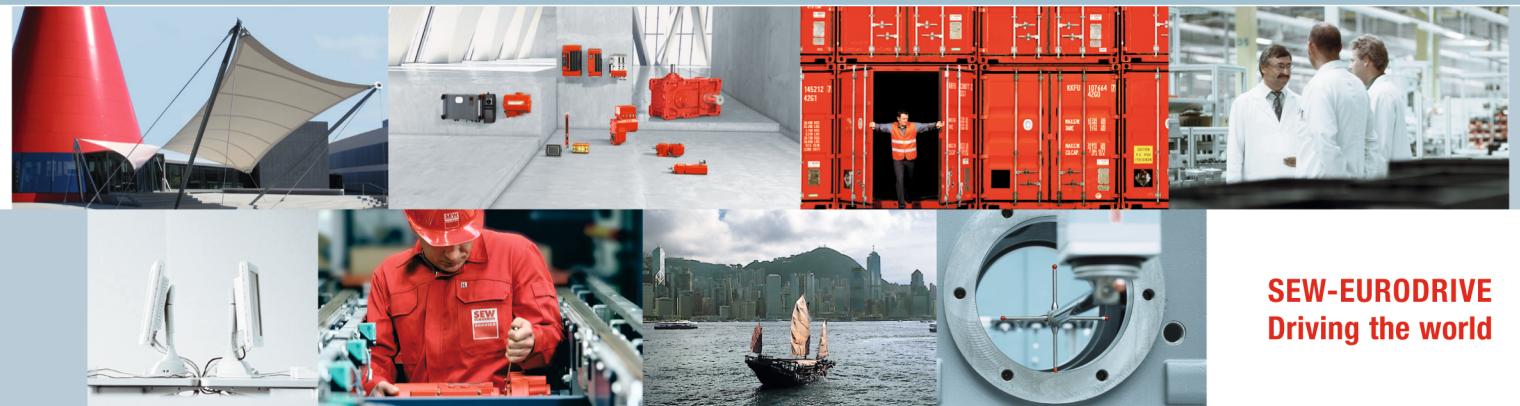
## Stichwortverzeichnis

Wirkungsgrad	
Applikation und Vorgelege .....	42
Berücksichtigung in der Projektierung.....	44
Definition .....	42
Frequenzumrichter .....	44
Getriebe.....	42
Im generatorischen Betrieb .....	45
Im motorischen Betrieb .....	45
Motor .....	43
Rücktreibender Wirkungsgrad.....	43
Wirkungsgrade von Übertragungselementen (tabelarische Übersicht).....	127
Z	
Zeichenlegende .....	130









**SEW-EURODRIVE**  
**Driving the world**

**SEW**  
**EURODRIVE**

SEW-EURODRIVE GmbH & Co KG  
Ernst-Bickle-Str. 42  
76646 BRUCHSAL  
GERMANY  
Tel. +49 7251 75-0  
Fax +49 7251 75-1970  
sew@sew-eurodrive.com  
→ [www.sew-eurodrive.com](http://www.sew-eurodrive.com)