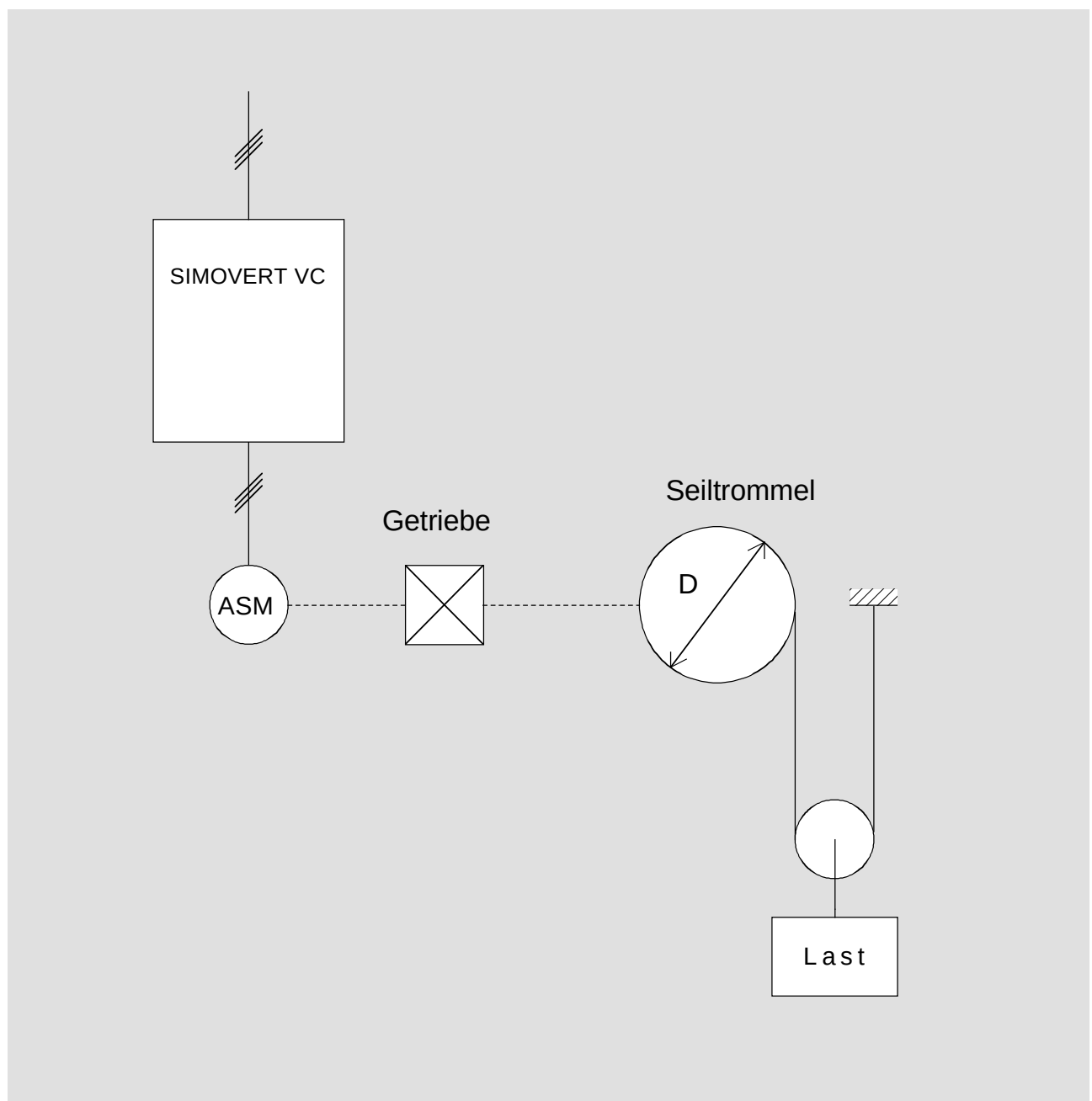


SIMOVER MASTERDRIVES Applikationshandbuch



Es kann keine Gewähr für die allgemeine Gültigkeit der vorgestellten Berechnungsverfahren übernommen werden. Die Verantwortung für die Ergebnisse und die danach ausgewählten Motoren und Umrichter liegt nach wie vor beim jeweiligen Projektteur.

Inhaltsverzeichnis

1	VORWORT	7
2	FORMELSAMMLUNG	9
3	SAMMLUNG VON SPEZIELLEN ANTRIEBSAUFGABEN	25
3.1	Fahr- und Hubantriebe	25
3.1.1	Allgemeines	25
3.1.2	Fahrtrieb mit Bremsmotor.....	38
3.1.3	Hubtrieb mit Bremsmotor	49
3.1.4	Regalförderfahrzeug	60
3.1.5	Hubtrieb für 20 t Portalkran	77
3.1.6	Aufzugsantrieb	83
3.1.7	Fahrtrieb auf schiefer Ebene	92
3.2	Wicklerantriebe	103
3.2.1	Allgemeines	103
3.2.2	Abwickler mit Zugregelung über Zugmeßdose	110
3.2.3	Aufwickler mit Zugregelung über Zugmeßdose	117
3.2.4	Abwickler mit 1FT6-Motor	123
3.2.5	Abwickler mit intermittierendem Betrieb	131
3.3	Positionierantriebe	139
3.3.1	Allgemeines	139
3.3.2	Fahrtrieb mit gesteuerter Positionierung über Beros	147
3.3.3	Aufzugsantrieb mit geregelter Positionierung (Direkteinfahrt)	149
3.4	Antriebe mit periodischen Laständerungen bzw. Stoßbelastungen	151
3.4.1	Allgemeines	151
3.4.2	Einzylindrischer Kolbenkompressor.....	161
3.4.3	Dreiplungerpumpe.....	167
3.4.4	Förderanlage für Güterwaggons	171
3.4.5	Antrieb für Exzenterpresse.....	184
3.5	Lastaufteilung bei mechanisch gekoppelten Antrieben.....	197
3.5.1	Allgemeines	197
3.5.2	Gruppenantrieb für ein Fahrwerk	204
3.5.3	Antrieb für einen Extraktionsturm mit 10 mechanisch gekoppelten Motoren	207
3.6	Schubkurbelantrieb	208
3.7	Drehtischantrieb.....	221

3.8	Schwenkantrieb.....	227
3.9	Spindelantrieb mit Kugelrollspindel.....	238
3.10	Querschneiderantrieb.....	254
3.11	Zentrifugenantrieb.....	261
3.12	Querschneider mit variabler Schnittlänge.....	272
3.13	Sägeantrieb mit Schubkurbel.....	293
3.14	Sägeantrieb als Viergelenk-System.....	306
3.15	Gitterschweißmaschine.....	323
3.16	Antrieb für einen Stromabnehmer.....	357
3.17	Antrieb für Folienvorschub mit $\sin^2$ -Verrundung.....	377
4	HINWEISE FÜR BESTIMMTE ANWENDUNGEN.....	387
4.1	Anlaufzeit bei quadratischem Lastmoment.....	387
4.1.1	Allgemeines.....	387
4.1.2	Anlaufzeit für einen Lüfterantrieb.....	389
4.1.3	Anlaufzeit für einen Gebläseantrieb (mit Feldschwächbereich).....	392
4.1.4	Wiederhochlaufzeit für einen Lüfterantrieb nach einem kurzen Netzausfall.....	398
4.1.5	Ermittlung der minimalen Bremszeit für einen Lüfterantrieb.....	406
4.2	Anschluß größerer Motoren am Umrichter als normalerweise zulässig.....	418
4.2.1	Allgemeines.....	418
4.2.2	Betrieb eines 600 kW-Motors im Leerlauf.....	422
4.3	Einsatz eines Transformators am Umrichterausgang.....	425
4.3.1	Allgemeines.....	425
4.3.2	Betrieb eines 660 V-Pumpenmotors über einen Trenntransformator.....	427
4.3.3	Betrieb von Handschleifmaschinen für 135 V/200 Hz über einen Trenntransformator.....	428
4.4	Not-Aus.....	430
4.4.1	Allgemeines.....	430
4.5	Anlauf- und Bremszeit bei konstantem Lastmoment im Feldschwächbereich.....	436
4.5.1	Allgemeines.....	436
4.5.2	Bremszeit für einen Schleifscheibenantrieb.....	438
4.6	Einfluß einer Verrundung.....	442
4.7	Mögliche Bremsmomente aufgrund von Systemverlusten.....	453

06.99	Inhalt
4.7.1	Allgemeines 453
4.7.2	Bremszeit bei einem Lüfterantrieb..... 460
4.8	Minimale Hochlaufzeit bei Lüfterantrieben mit linearem Hochlauf 465
4.8.1	Allgemeines 465
4.8.2	Beispiel 471
4.9	Puffern bei Mehrmotorenantrieben mit kinetischer Energie 474
4.9.1	Allgemeines 474
4.9.2	Beispiel für Puffern mit einem zusätzlichen Pufferantrieb..... 479
4.10	Netzurückwirkungen im Rückspeisebetrieb..... 483
4.11	Berechnung der Bremsenergie an einer mechanische Bremse..... 491
4.11.1	Allgemeines 491
4.11.2	Hubantrieb mit Gegengewicht 491
4.11.3	Fahrtrieb..... 495
4.12	Kriterien für die Motorauswahl bei Taktantrieben..... 499
4.12.1	Allgemeines 499
4.12.2	Beispiel 1, Drehtischantrieb mit $i=4$ und kurzer Pausenzeit 507
4.12.3	Beispiel 2, Drehtischantrieb mit $i=4$ und langer Pausenzeit 510
4.12.4	Beispiel 3, Drehtischantrieb mit wählbarer Übersetzung und kurzer Pausenzeit .. 512
4.12.5	Beispiel 4, Drehtischantrieb mit wählbarer Übersetzung und langer Pausenzeit .. 515
4.12.6	Beispiel 5, Fahrtrieb mit wählbarer Übersetzung und langer Pausenzeit..... 517
4.13	Optimale Fahrkurven bzgl. maximalem Motormoment und Effektivmoment..... 520
4.13.1	Beziehungen für reine Schwungmassenantriebe 520
4.13.2	Beziehungen für Schwungmassenantriebe mit konstantem Lastmoment..... 524
4.13.3	Zusammenfassung..... 526
4.13.4	Beispiel mit 1PA6-Motor 527
5	STICHWORTVERZEICHNIS..... 533
6	LITERATURVERZEICHNIS 536

1 Vorwort

Das Applikationshandbuch für die neue Umrichterreihe SIMOVERT MASTERDRIVES ist als Ergänzung zum Projektierungshandbuch und zum Projektierungsprogramm PFAD gedacht. Es soll damit anhand von Beispielen eine Hilfestellung bei komplexen Antriebsaufgaben wie z. B. Fahr- und Hubantrieben, Wickler usw. gegeben werden. In den Beispielen wird die Berechnung des Drehmomentes und der Motorleistung aus den mechanischen Daten des Antriebs sowie die Auswahl von Motor, Umrichter, Regelungsausführung und zusätzlicher Komponenten gezeigt. Aufgrund der Vielfältigkeit der Aufgabenstellungen kann aber keine Nachbauanleitung mit Verdrahtungsplan, Parametereinstellungen usw. geliefert werden. Auch würde das den Rahmen dieses Werkes sprengen. Die Beispiele basieren teilweise auf mit den alten Umrichtersystemen ausgeführten Applikationen bzw. auf Anfragen mit entsprechenden Antriebsdaten.

Weiterhin gibt das Applikationshandbuch Hinweise zu bestimmten Anwendungen wie z. B. Einsatz eines Trafos am Umrichterausgang, Hochlaufzeit bei quadratischem Lastmoment usw.. Als Ergänzung dient eine Formelsammlung mit Einheiten, Formeln für die Asynchronmaschine, Umrechnung Translation in Rotation, Einsatz von Getrieben und Spindeln sowie Angabe und Umrechnung von Trägheitsmomenten.

Zur Pflege des Applikationshandbuches, daß heißt Verbesserungen, Korrekturen, Einbringen neuer Beispiele, ist Ihre Unterstützung notwendig. Nur durch entsprechende Rückmeldungen zum Inhalt des Applikationshandbuches und Anfragen zu Applikationen in Verbindung mit der neuen Umrichterreihe SIMOVERT MASTERDRIVES kann ein lebendiges Werk entstehen.

Das Applikationshandbuch ist als Arbeitsunterlage für den Vertrieb gedacht. Es ist zunächst nicht an eine Weitergabe an Kunden gedacht.

2 Formelsammlung

Einheiten, Umrechnung

$$1 \text{ N} = 1 \text{ kgm/s}^2 = 0,102 \text{ kp}$$

$$1 \text{ kg}$$

$$1 \text{ W}$$

$$1 \text{ Ws} = 1 \text{ Nm} = 1 \text{ J}$$

$$1 \text{ kgm}^2 = 1 \text{ Ws}^3 = 1 \text{ Nms}^2$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

Kraft

Masse

Leistung

Arbeit, Energie

Trägheitsmoment

Erdbeschleunigung

Asynchronmaschine

$$n_0 = \frac{f}{p} \cdot 60$$

synchrone Drehzahl

f in Hz, n in min⁻¹

p: Polpaarzahl, f: Netzfrequenz

$$s = \frac{n_0 - n}{n_0}$$

Schlupf

$$f_s = \frac{n_0 - n}{n_0} \cdot f$$

Schlupffrequenz

$$P = \sqrt{3} \cdot U \cdot I \cdot \cos \varphi \cdot \eta = \frac{M \cdot n}{9550}$$

Wellenleistung

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

Drehmoment

M in Nm, P in kW, n in min⁻¹

$$M \approx \frac{n_0 - n}{n_0 - n_n} \cdot M_n$$

Drehmoment im Bereich n₀ bis n_nM_n: Nennmoment, n_n: Nenndrehzahl

$$M_{Kipp} \approx \left(\frac{U}{U_n}\right)^2 \cdot M_{Kipp n}$$

Kippmoment bei abgesenkter Spannung

$$M_{Kipp} \approx \left(\frac{f_n}{f}\right)^2 \cdot M_{Kipp\ n}$$

Kippmoment im Feldschwächbereich

U_n : Nennspannung, f_n : Nennfrequenz

$M_{Kipp\ n}$: Nennkippmoment

Effektives Moment

Ist das Lastspiel klein gegen die thermische Zeitkonstante des Motors, kann das effektive Moment folgendermaßen berechnet werden:

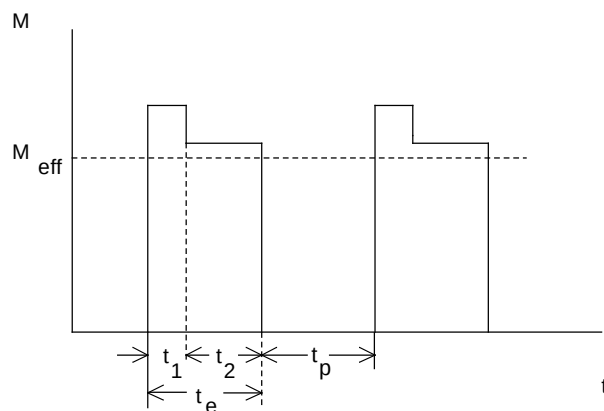
$$M_{eff} = \sqrt{\frac{\sum_i M_i^2 \cdot t_i}{t_e + k_f \cdot t_p}}$$

Es muß gelten: $M_{eff} \leq M_{zul}$ bei S1-Betrieb

t_i	Zeitabschnitte mit konstantem Moment M_i
t_e	Einschaltdauer
t_p	Pausenzeit
k_f	Reduktionsfaktor

Der Faktor k_f bei der Pausenzeit ist ein Reduktionsfaktor für eigenbelüftete Motoren. Er beträgt bei 1LA5/1LA6-Motoren 0,33. Bei 1PQ6-Motoren, 1PA6-Motoren und 1FT6/1FK6-Motoren ist dieser Faktor gleich 1 zu setzen.

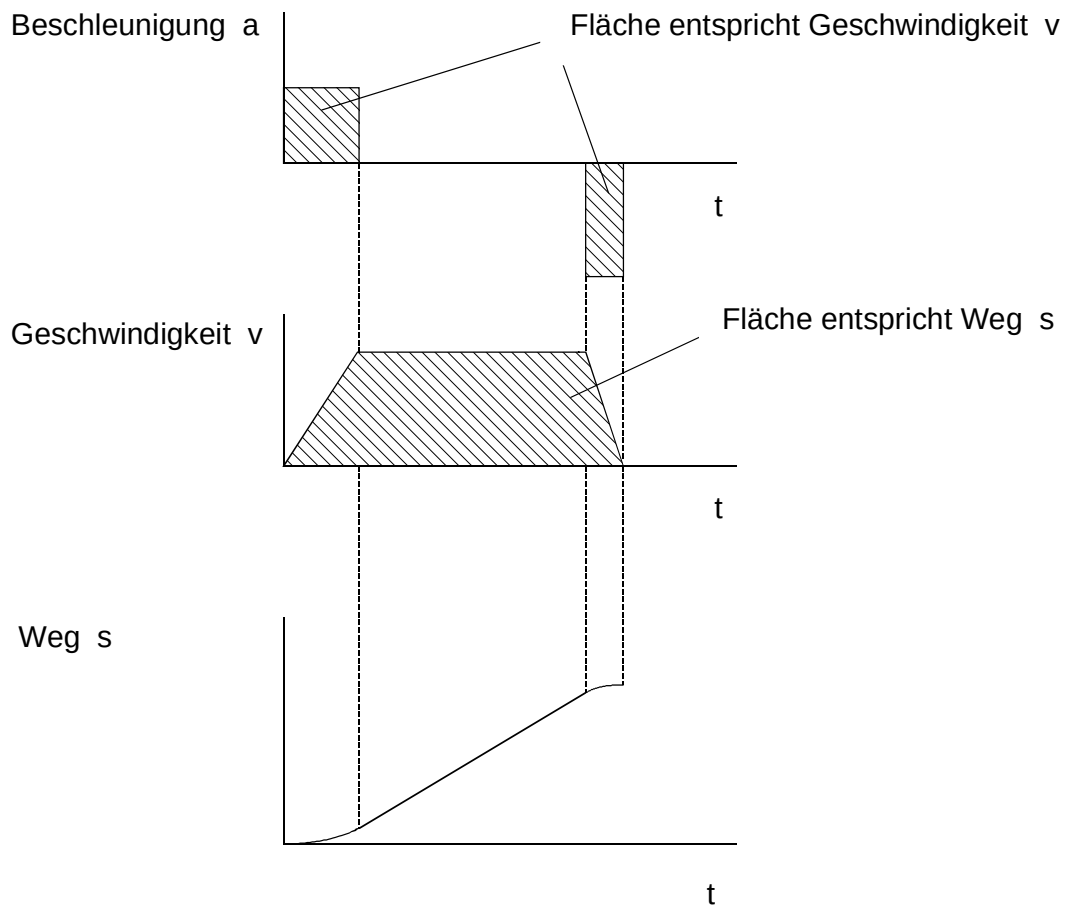
Beispiel



Gegenüberstellung der Berechnungsgrößen für Translation, Rotation

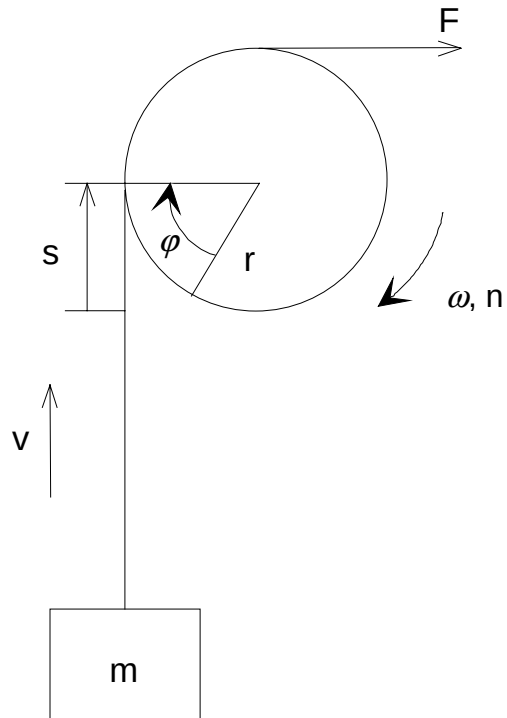
Translation			Rotation		
$a = \frac{dv}{dt}$	[m/s ²]	Beschleunigung	$\alpha = \frac{d\omega}{dt}$	[s ⁻²]	Winkelbesch.
$v = \frac{ds}{dt} = \int a \cdot dt$	[m/s]	Geschwindigkeit	$\omega = \frac{d\varphi}{dt} = \int \alpha \cdot dt$	[s ⁻¹]	Winkelgeschw.
$s = \int v \cdot dt$	[m]	Weg	$\varphi = \int \omega \cdot dt$	[rad]	Winkel
m	[kg]	Masse	J	[kgm ²]	Trägheitsmoment
F	[N]	Kraft	M	[Nm]	Drehmoment
$F = m \cdot a$	[N]	Beschl. Kraft	$M = J \cdot \alpha$	[Nm]	Beschl. Moment
$P = F \cdot v$	[W]	Leistung	$P = M \cdot \omega$	[W]	Leistung
$W = F \cdot s$	[Ws]	Arbeit	$W = M \cdot \varphi$	[Ws]	Arbeit
$W = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2$	[Ws]	Kinetische Energie	$W = \frac{1}{2} \cdot J \cdot \omega^2$	[Ws]	Rotationsenergie

Beispiel: Zusammenhänge zwischen Beschleunigung, Geschwindigkeit und Weg bei einer translatorischen Bewegung



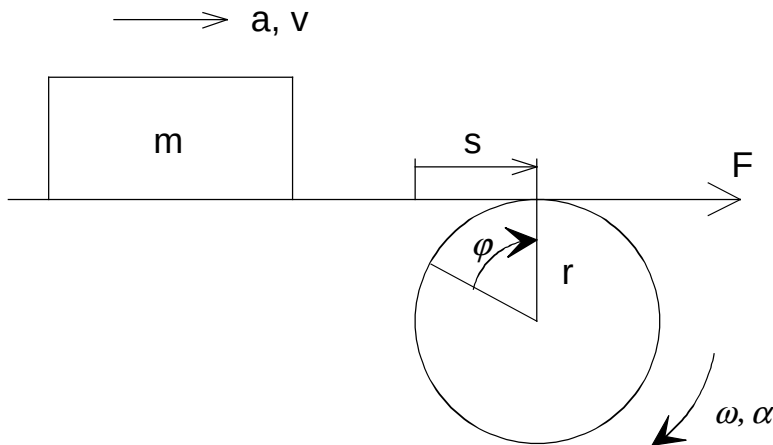
Umrechnung Translation, Rotation

Beispiel: Heben einer Last mit konstanter Geschwindigkeit



v	Geschwindigkeit	[m/s]
r	Rollenradius	[m]
t	Zeit	[s]
$\omega = \frac{v}{r}$	Winkelgeschwindigkeit	[s ⁻¹]
$n = \frac{\omega}{2 \cdot \pi} \cdot 60 = \frac{v}{2 \cdot \pi \cdot r} \cdot 60$	Drehzahl	[min ⁻¹]
$\varphi = \omega \cdot t$	Drehwinkel	[rad]
$s = v \cdot t = \varphi \cdot r$	Weg	[m]
m	Bewegte Masse	[kg]
$F = m \cdot g$	Hubkraft	[N]
$M = F \cdot r = m \cdot g \cdot r$	Drehmoment	[Nm]
$P = M \cdot \omega = F \cdot v = m \cdot g \cdot v$	Leistung	[W]
$W = F \cdot s = M \cdot \varphi = m \cdot g \cdot s$	Hubarbeit	[Ws]

Beispiel: Beschleunigen einer Masse auf einem Transportband mit konstanter Beschleunigung



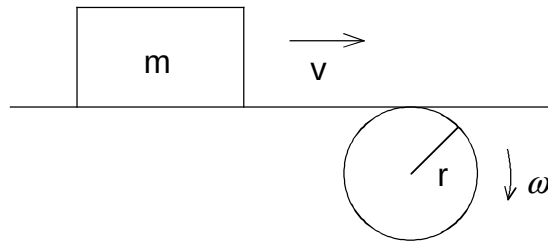
a	Beschleunigung	[m/s ²]
r	Rollenradius	[m]
t	Beschleunigungszeit	[s]
$\alpha = \frac{a}{r}$	Winkelbeschleunigung	[s ⁻²]
$v = a \cdot t = \alpha \cdot r \cdot t$	Geschwindigkeit	[m/s]
$\omega = \frac{v}{r} = \alpha \cdot t$	Winkelgeschwindigkeit	[s ⁻¹]
$n = \frac{\omega}{2 \cdot \pi} \cdot 60 = \frac{v}{2 \cdot \pi \cdot r} \cdot 60$	Drehzahl	[min ⁻¹]
$\varphi = \alpha \cdot \frac{t^2}{2}$	Drehwinkel	[rad]
$s = a \cdot \frac{t^2}{2} = \frac{v \cdot t}{2}$	Weg	[m]
m	Bewegte Masse	[kg]
$F = m \cdot a$	Beschleunigungskraft	[N]
$M = F \cdot r = m \cdot a \cdot r$	Beschleunigungsmoment	[Nm]
$P = M \cdot \omega = F \cdot v = m \cdot a \cdot v$	Beschleunigungsleistung	[W]
$W = F \cdot s = M \cdot \varphi = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 = \frac{1}{2} \cdot m \cdot r^2 \cdot \omega^2$	Beschleunigungsarbeit	[Ws]

Umrechnen von translatorisch bewegten Massen in Trägheitsmomente

Die Umrechnung erfolgt über Gleichsetzen der kinetischen Energie mit der Rotationsenergie, d.h.

$$\frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 = \frac{1}{2} \cdot J \cdot \omega^2 \quad \text{bzw.} \quad J = m \cdot \left(\frac{v}{\omega}\right)^2$$

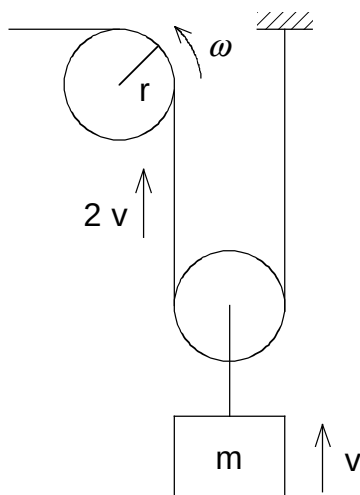
Beispiel: Transportband



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

$J = m \cdot r^2$	Trägheitsmoment bezogen auf die Rolle	[kgm ²]
m	Masse	[kg]
r	Rollenradius	[m]

Beispiel: Hubantrieb



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

$J = \frac{1}{4} \cdot m \cdot r^2$	Trägheitsmoment bezogen auf die feste Rolle	[kgm ²]
m	Masse	[kg]
r	Rollenradius feste Rolle	[m]

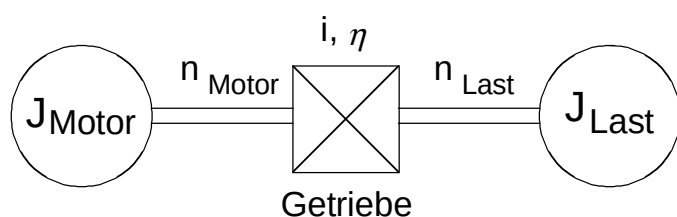
Einsatz von Getrieben

$$i = \frac{n_{Motor}}{n_{Last}}$$

Getriebeübersetzung

$$\eta$$

Getriebewirkungsgrad

Umrechnen von Trägheitsmomenten auf die Motorwelle

$$J_{Last}^* = \frac{J_{Last}}{i^2}$$

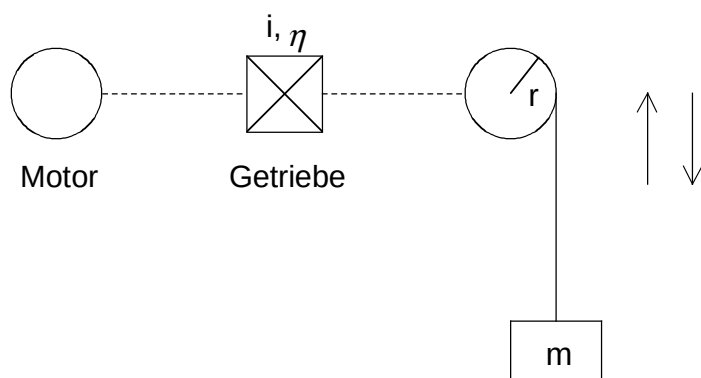
Lastträgheitsmoment bezogen auf die Motorwelle [kgm²]

$$J^* = J_{Motor} + \frac{J_{Last}}{i^2}$$

Gesamtträgheitsmoment bezogen auf die Motorwelle (ohne Getriebe und Kupplung) [kgm²]

Umrechnen von Lastmomenten auf die Motorwelle

Beispiel: Hubantrieb, Heben und Senken mit konstanter Geschwindigkeit



r	Rollenradius	[m]
$F_H = m \cdot g$	Hubkraft	[N]
$M_{Last} = m \cdot g \cdot r$	Lastmoment an der Rolle	[Nm]
$M_{Last}^* = \frac{M_{Last}}{i \cdot \eta}$	Lastmoment bezogen auf die Motorwelle beim Heben (Energiefluß vom Motor zur Last)	[Nm]
$M_{Last}^* = \frac{M_{Last}}{i} \cdot \eta$	Lastmoment bezogen auf die Motorwelle beim Senken (Energiefluß von der Last zum Motor)	[Nm]

Getriebeübersetzung für kürzeste Anlaufzeit bei konstantem Motormoment

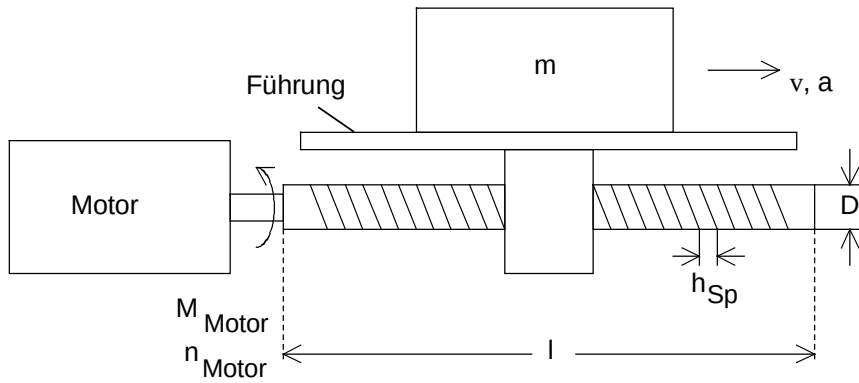
a) $M_{Last} = 0$, d.h. reiner Schwungmassenantrieb ohne Reibung

$$i = \sqrt{\frac{J_{Last}}{J_{Motor}}} \quad \text{bzw.} \quad \frac{J_{Last}}{i^2} = J_{Motor}$$

d.h., daß das auf die Motorwelle umgerechnete Lastträgheitsmoment gleich dem Motorträgheitsmoment sein muß

b) $M_{Last} \neq 0$, z. B. Anlauf gegen Reibung

$$i = \frac{M_{Last}}{M_{Motor}} + \sqrt{\left(\frac{M_{Last}}{M_{Motor}}\right)^2 + \frac{J_{Last}}{J_{Motor}}}$$

Einsatz von Spindelantrieben

v	Vorschubgeschwindigkeit	[m/s]
h_{Sp}	Spindelsteigung	[m]
D	Spindeldurchmesser	[m]
l	Spindellänge	[m]
$J_{Spindel} \approx \frac{\pi}{2} \cdot l \cdot 7,85 \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^4 \cdot 1000$	Trägheitsmoment der Spindel (Stahl)	[kgm ²]
m	bewegte Masse	[kg]
$n_{Motor} = \frac{v \cdot 60}{h_{Sp}}$	Motordrehzahl	[min ⁻¹]
$\alpha_{SW} = \arctan \frac{h_{Sp}}{\pi \cdot D}$	Steigungswinkel der Spindel	[rad]
$\rho = \arctan \frac{h_{Sp}}{\pi \cdot D \cdot \eta} - \alpha_{SW}$	Reibwinkel der Spindel	[rad]
η	Spindelwirkungsgrad	
$\alpha_{b,v Sp} = a_{b,v} \cdot \frac{2 \cdot \pi}{h_{Sp}}$	Winkelbeschleunigung, -verzögerung der Spindel	[s ⁻²]
$a_{b,v}$	Beschleunigung, Verzögerung der Last	[m/s ²]
$M_{b,v Motor} = J_{Mot} \cdot \alpha_{b,v Sp}$	Beschleunigungs- bzw. Verzögerungsmoment für den Motor	[Nm]
$M_{b,v Sp} = J_{Sp} \cdot \alpha_{b,v Sp}$	Beschleunigungs- bzw. Verzögerungsmoment für die Spindel	[Nm]
$F_{b,v} = m \cdot a_{b,v}$	Beschleunigungs- bzw. Verzögerungskraft für die Masse m	[N]

Horizontaler Spindelantrieb

$$F_R = m \cdot g \cdot w_F \quad \text{Reibkraft in der F\u00fchrung} \quad [\text{N}]$$

$$w_F \quad \text{spez. Fahrwiderstand}$$

Motormoment beim Beschleunigen

$$M_{Motor} = M_{b\,Motor} + M_{b\,Sp} + (F_b + F_R) \cdot \frac{D}{2} \cdot \tan(\alpha_{SW} + \rho) \quad [\text{Nm}]$$

Motormoment beim Verz\u00f6gern

$$M_{Motor} = -M_{v\,Motor} - M_{v\,Sp} + (-F_v + F_R) \cdot \frac{D}{2} \cdot \tan(\alpha_{SW} + \rho \cdot \text{Vorzeichen}(-F_v + F_R)) \quad [\text{Nm}]$$

Vertikaler Spindelantrieb

$$F_H = m \cdot g \quad \text{Hubkraft} \quad [\text{N}]$$

Motormoment beim Beschleunigen aufw\u00e4rts

$$M_{Motor} = M_{b\,Motor} + M_{b\,Sp} + (F_b + F_H) \cdot \frac{D}{2} \cdot \tan(\alpha_{SW} + \rho) \quad [\text{Nm}]$$

Motormoment beim Verz\u00f6gern aufw\u00e4rts

$$M_{Motor} = -M_{v\,Motor} - M_{v\,Sp} + (-F_v + F_H) \cdot \frac{D}{2} \cdot \tan(\alpha_{SW} + \rho \cdot \text{Vorzeichen}(-F_v + F_R)) \quad [\text{Nm}]$$

Motormoment beim Beschleunigen abw\u00e4rts

$$M_{Motor} = -M_{b\,Motor} - M_{b\,Sp} + (-F_b + F_H) \cdot \frac{D}{2} \cdot \tan(\alpha_{SW} - \rho \cdot \text{Vorzeichen}(-F_b + F_H)) \quad [\text{Nm}]$$

Motormoment beim Verz\u00f6gern abw\u00e4rts

$$M_{Motor} = M_{v\,Motor} + M_{v\,Sp} + (F_v + F_H) \cdot \frac{D}{2} \cdot \tan(\alpha_{SW} - \rho) \quad [\text{Nm}]$$

Bei einer Abw\u00e4rtsbewegung tritt f\u00fcr $\rho > \alpha_{SW}$ Selbsthemmung ein.

Anlaufzeit und Bremszeit bei konstantem Motormoment und konstantem Lastmoment

$$t_a = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{\max} \cdot J^*}{60 \cdot (M_{\text{Motor}} - M_{\text{Last}}^*)} \quad \text{Anlaufzeit von 0 auf } n_{\max} \quad [\text{s}]$$

$$t_{br} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{\max} \cdot J^*}{60 \cdot (M_{\text{Motor}} + M_{\text{Last}}^*)} \quad \text{Bremszeit von } n_{\max} \text{ auf 0} \quad [\text{s}]$$

J in kgm², M in Nm, n_{max} in min⁻¹ (Enddrehzahl des Motors)

(Trägheitsmomente und Lastmomente auf Motorwelle umgerechnet)

Anlaufzeit bei konstantem Motormoment und quadratischem Lastmoment

Beispiel: Lüfter

$$M_{\text{Last}} = M_{\text{Last max}} \cdot \left(\frac{n}{n_{\max}}\right)^2$$

$$t_a = \frac{\pi \cdot n_{\max} \cdot J}{60 \cdot \sqrt{M_{\text{Motor}} \cdot M_{\text{Last max}}}} \cdot \ln \frac{\sqrt{\frac{M_{\text{Motor}}}{M_{\text{Last max}}} + 1}}{\sqrt{\frac{M_{\text{Motor}}}{M_{\text{Last max}}} - 1}} \quad \text{Anlaufzeit von 0 auf } n_{\max} \quad [\text{s}]$$

J in kgm², M in Nm, n_{max} in min⁻¹ (Enddrehzahl des Motors)

Es muß beim Beschleunigen $M_{\text{Motor}} > M_{\text{Last max}}$ sein, andernfalls wird die Enddrehzahl nicht erreicht.

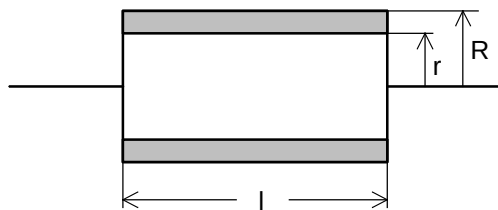
Trägheitsmomentene verschiedener Körper

Vollzylinder



$$J = \frac{1}{2} \cdot m \cdot r^2 = \frac{\pi}{2} \cdot l \cdot \rho \cdot r^4 \cdot 10^3$$

Hohlzylinder



$$J = \frac{1}{2} \cdot m \cdot (R^2 + r^2) = \frac{\pi}{2} \cdot l \cdot \rho \cdot (R^4 - r^4) \cdot 10^3$$

Dünnwandiger Hohlzylinder



$$J = m \cdot r_m^2 = 2 \cdot \pi \cdot l \cdot \delta \cdot \rho \cdot r_m^3 \cdot 10^3$$

$$(r \approx R \approx r_m)$$

J in kgm²

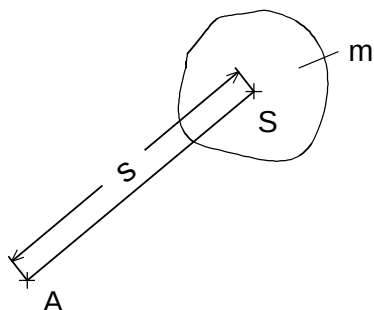
l, r, R, r_m, δ in m

m in kg

ρ in kg/dm³ (z. B. Stahl: 7,85 kg/dm³)

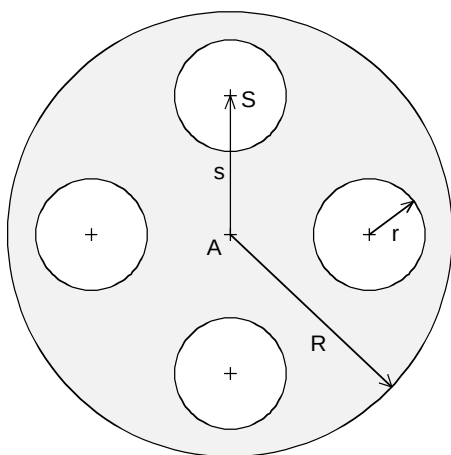
Satz von Steiner

Ist das Trägheitsmoment eines Körpers um die Schwerpunktsachse S bekannt, so ergibt sich das Trägheitsmoment zu einer parallelen Achse A zu:



$$J = J_S + m \cdot s^2$$

Beispiel: Scheibe der Dicke d mit 4 Bohrungen



$$J = J_{\text{Scheibe ohne Bohrung}} - 4 \cdot (J_{\text{S Bohrung}} + m_{\text{Bohrung}} \cdot s^2)$$

$$= \rho \cdot 10^3 \cdot \left[\frac{\pi}{2} \cdot d \cdot R^4 - 4 \cdot \left(\frac{\pi}{2} \cdot d \cdot r^4 + r^2 \cdot \pi \cdot d \cdot s^2 \right) \right]$$

J in kgm²

d, r, R, s in m

m in kg

ρ in kg/dm³

Reibung bei Fahrtrieben

Bei Fahrtrieben setzt sich die Reibung aus den Anteilen Rollreibung, Lagerreibung und Spurkranzreibung zusammen. Für die Reibkraft (Widerstandskraft) gilt:

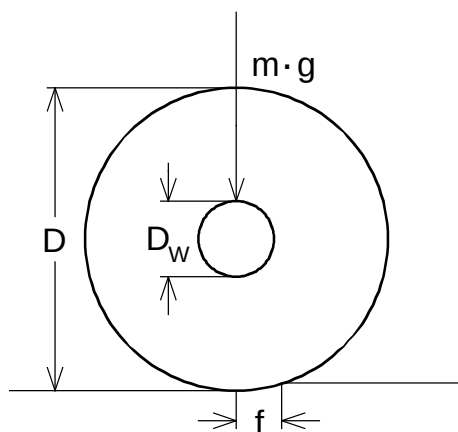
$F_W = m \cdot g \cdot w_F$	Widerstandskraft	[N]
m	Masse des Fahrtriebs	[kg]
w_F	Spezifischer Fahrwiderstand	

Falls der Faktor w_F nicht bekannt ist, lässt er sich folgendermaßen berechnen:

$$w_F = \frac{2}{D} \cdot \left(\frac{D_W}{2} \cdot \mu_r + f \right) + c$$

D	Raddurchmesser	[m]
D_W	Wellendurchmesser für Lagerreibung	[m]
μ_r	Beiwert für Lagerreibung	
f	Hebelarm der Rollreibung	[m]
c	Beiwert für Spurkranzreibung	

Werte für w_F können entsprechenden Formelsammlungen entnommen werden (z. B. /5/, /6/).

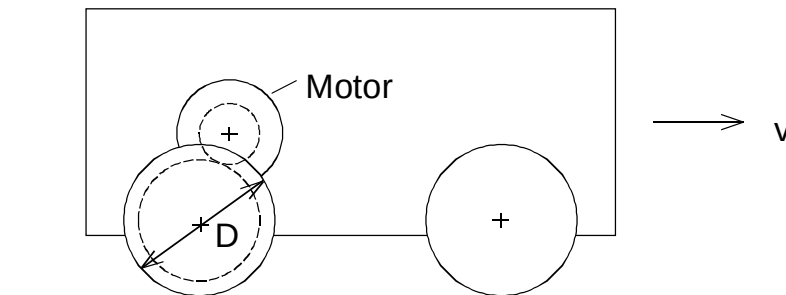


3 Sammlung von speziellen Antriebsaufgaben

3.1 Fahr- und Hubantriebe

3.1.1 Allgemeines

Fahrantriebe



Prinzipbild eines Fahrantriebes

Fahren mit konstanter Geschwindigkeit

$F_W = m \cdot g \cdot w_F$	Widerstandskraft (wirkt immer entgegen der Fahrtrichtung, d.h. bremsend)	[N]
m	Masse des Fahrantriebes	[kg]
w_F	Spezifischer Fahrwiderstand (Berücksichtigung des Einflusses von Roll- und Lagerreibung)	
$M_{Last} = F_W \cdot \frac{D}{2}$	Lastmoment am Antriebsrad	[Nm]
D	Durchmesser des Antriebsrades	[m]
$P_{Motor} = \frac{F_W \cdot v_{max}}{\eta \cdot 10^3}$	Motorleistung bei max. Geschwindigkeit (Vollastbeharrungsleistung)	[kW]
$M_{Motor} = \frac{M_{Last}}{i \cdot \eta}$	Motormoment	[Nm]

$v_{\max}$	Max. Fahrgeschwindigkeit	[m/s]
η	mech. Wirkungsgrad	
$i = \frac{n_{Motor}}{n_{Rad}}$	Getriebeübersetzung	
$n_{Motor \max} = i \cdot \frac{v_{\max} \cdot 60}{\pi \cdot D}$	Drehzahl des Motors bei $v_{\max}$	[min ⁻¹]

Hinweis:

Bei Fahrwerken im Freien kommt zur Widerstandskraft F_W noch die Windkraft F_{Wi} hinzu.

$F_{Wi} = A_{Wi} \cdot p_{Wi}$	Windkraft	[N]
A_{Wi}	Windangriffsfläche	[m ²]
p_{Wi}	Winddruck	[N/m ²]

Beschleunigen und Verzögern

$\alpha_{b,v \text{ Motor}} = i \cdot a_{b,v \max} \cdot \frac{2}{D}$	Winkelbeschleunigung bzw. Winkelverzögerung des Motors	[s ⁻²]
$a_{b,v \max}$	max. Beschleunigung bzw. Verzögerung des Fahrwerks	[m/s ²]
$M_{b,v \text{ Motor}} = J_{Motor} \cdot \alpha_{b,v \text{ Motor}}$	Beschleunigungs- bzw. Verzögerungsmoment für den Motor	[Nm]
J_{Motor}	Trägheitsmoment des Motors	[kgm ²]
$M_{b,v \text{ Last}} = J_{Last} \cdot \frac{\alpha_{b,v \text{ Motor}}}{i}$	Beschleunigungs- bzw. Verzögerungsmoment für die Last bezogen auf das Antriebsrad	[Nm]
$J_{Last} = m \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2$	Trägheitsmoment der linear bewegten Massen bezogen auf das Antriebsrad	[kgm ²]

Der Anteil sonstiger Trägheitsmomente wie Kupplungen, Getriebe, Laufräder usw. ist im allgemeinen gering und kann meist gegenüber dem Lastträgheitsmoment und dem Motorträgheitsmoment vernachlässigt werden. Vielfach werden die rotierenden Massen auch pauschal mit einem Zuschlag von 10 bis 20% zu den linear bewegten Massen berücksichtigt.

Motormoment beim Beschleunigen (Anlaufmoment):

$$M_{Motor} = M_{b\ Motor} + (M_{b\ Last} + M_{Last}) \cdot \frac{1}{i \cdot \eta} \quad [\text{Nm}]$$

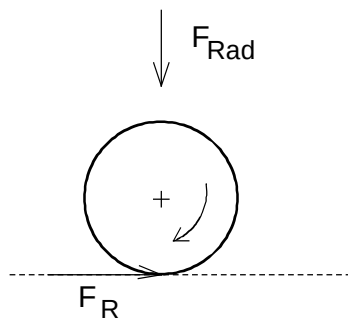
Motormoment beim Verzögern:

$$M_{Motor} = -M_{v\ Motor} + (-M_{v\ Last} + M_{Last})^1 \cdot \frac{\eta}{i} \quad (\text{generatorischer Betrieb}) \quad [\text{Nm}]$$

- 1) Falls bei sehr niedrigen Verzögerungswerten der Klammerausdruck > 0 sein sollte, muß der Faktor η in $1/\eta$ geändert werden (Verzögerungsanteil überwiegt nicht).

Beim Anfahren darf die Beschleunigung nicht so hoch sein, daß die Antriebsräder durchdrehen.

Übertragbare Kraft für ein Antriebsrad:



$$F_R = F_{Rad} \cdot \mu \quad \text{Reibkraft aufgrund der Haftreibung} \quad [\text{N}]$$

$$F_{Rad} \quad \text{Auf das Antriebsrad wirkende Gewichtskraft} \quad [\text{N}]$$

$$\mu \quad \text{Reibungszahl für Haftreibung, z. B. 0,15 für Stahl auf Stahl}$$

Bei Vernachlässigung der Beschleunigungskräfte für die rotierenden Massen muß gelten:

$$\sum F_R > F_b$$

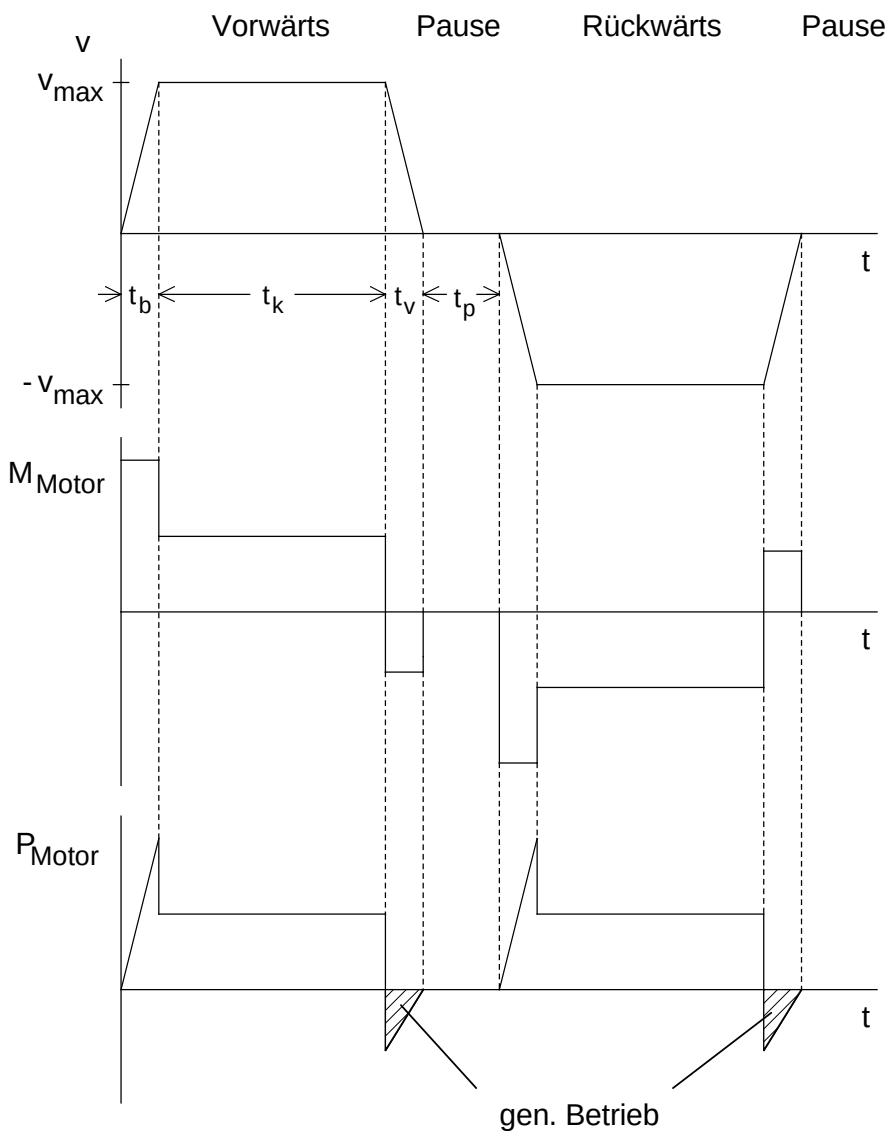
$$F_b = m \cdot a_{b \max}$$

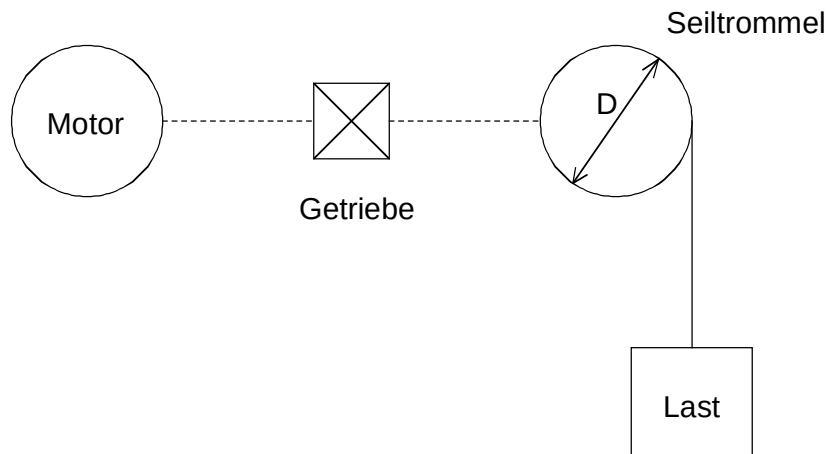
Beschleunigungskraft für die linear bewegten Massen [N]

Sind alle Räder angetrieben ergibt sich für die maximal zulässige Beschleunigung:

$$a_{b \max} < g \cdot \mu \quad [\text{m/s}^2]$$

Beispiel für einen Fahrzyklus



Hubantriebe

Prinzipbild eines Hubantriebes (einsträngig)

Heben der Last mit konstanter Geschwindigkeit

$F_H = m \cdot g$	Hubkraft	[N]
m	Lastmasse	[kg]
$M_{Last} = F_H \cdot \frac{D}{2}$	Lastmoment an der Seiltrommel (wirkt immer in die gleiche Richtung)	[Nm]
D	Durchmesser der Seiltrommel	[m]
$P_{Motor} = \frac{F_H \cdot v_{max}}{\eta \cdot 10^3}$	Motorleistung bei max. Hubgeschwindigkeit (Vollastbeharrungsleistung)	[kW]
$M_{Motor} = \frac{M_{Last}}{i \cdot \eta}$	Motormoment	[Nm]
v_{max}	Max. Hubgeschwindigkeit	[m/s]
η	mech. Wirkungsgrad	
$i = \frac{n_{Motor}}{n_{Trommel}}$	Getriebeübersetzung	

$$n_{Motor\ max} = i \cdot \frac{v_{max} \cdot 60}{\pi \cdot D} \quad \text{Drehzahl des Motors bei } v_{max} \quad [\text{min}^{-1}]$$

Senken der Last mit konstanter Geschwindigkeit

$$P_{Motor} = -\frac{F_H \cdot v_{max}}{10^3} \cdot \eta \quad \text{Motorleistung (generatorischer Betrieb)} \quad [\text{kW}]$$

$$M_{Motor} = \frac{M_{Last}}{i} \cdot \eta \quad \text{Motormoment} \quad [\text{Nm}]$$

Beschleunigen und Verzögern

$$\alpha_{b,v\ Motor} = i \cdot a_{b,v\ max} \cdot \frac{2}{D} \quad \text{Winkelbeschleunigung bzw. Winkelverzögerung des Motors} \quad [\text{s}^{-2}]$$

$$a_{b,v\ max} \quad \text{max. Beschleunigung bzw. Verzögerung der Last} \quad [\text{m/s}^2]$$

$$M_{b,v\ Motor} = J_{Motor} \cdot \alpha_{b,v\ Motor} \quad \text{Beschleunigungs- bzw. Verzögerungsmoment für den Motor} \quad [\text{Nm}]$$

$$J_{Motor} \quad \text{Trägheitsmoment des Motors} \quad [\text{kgm}^2]$$

$$M_{b,v\ Last} = J_{Last} \cdot \frac{\alpha_{b,v\ Motor}}{i} \quad \text{Beschleunigungs- bzw. Verzögerungsmoment für die Last bezogen auf die Seiltrommel} \quad [\text{Nm}]$$

$$J_{Last} = m \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2 \quad \text{Trägheitsmoment der Last bezogen auf die Seiltrommel} \quad [\text{kgm}^2]$$

Heben der Last, Motormoment beim Beschleunigen (Anlaufmoment):

$$M_{Motor} = M_{b\ Motor} + (M_{b\ Last} + M_{Last}) \cdot \frac{1}{i \cdot \eta} \quad [\text{Nm}]$$

Heben der Last, Motormoment beim Verzögern:

$$M_{Motor} = -M_{v\ Motor} + (-M_{v\ Last} + M_{Last}) \cdot \frac{1}{i \cdot \eta} \quad [\text{Nm}]$$

Senken der Last, Motormoment beim Beschleunigen:

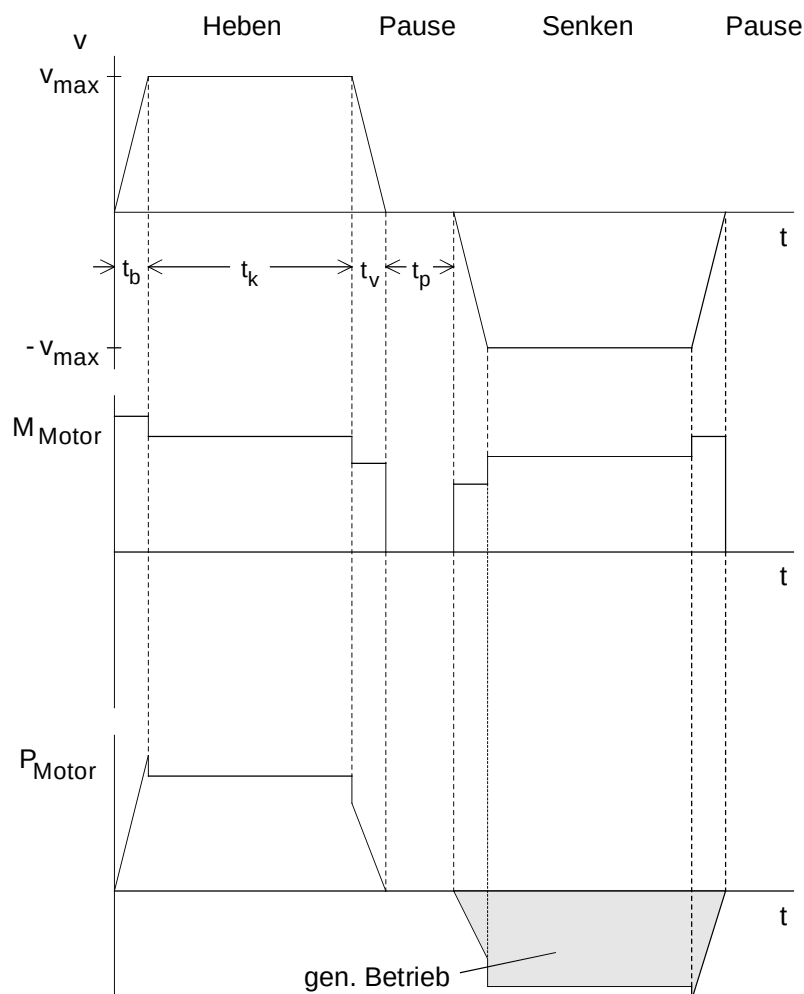
$$M_{Motor} = -M_{b\ Motor} + (-M_{b\ Last} + M_{Last}) \cdot \frac{\eta}{i} \quad (\text{generatorischer Betrieb}) \quad [\text{Nm}]$$

Senken der Last, Motormoment beim Verzögern:

$$M_{Motor} = M_{v\ Motor} + (M_{v\ Last} + M_{Last}) \cdot \frac{\eta}{i} \quad (\text{generatorischer Betrieb}) \quad [\text{Nm}]$$

Bei Hubantrieben ist der Einfluß der zu beschleunigenden Massen (Last und rotierende Massen) im allgemeinen gering gegenüber dem Lastmoment. Vielfach werden sie pauschal mit einem Zuschlag von 10% zum Lastmoment berücksichtigt.

Beispiel für einen Zyklus mit Heben und Senken



Auswahl des Asynchronmotors

Bei Fahr- und Hubantrieben kann für die Auswahl des Asynchronmotors mit Aussetzbetrieb S3 gerechnet werden (ED ≈ 20 bis 60%). Je nach relativer Einschaltdauer ED und Motortyp erhöht sich damit die thermisch zulässige Leistung des Motors gemäß der Formel:

$$P_{th} \leq P_{zul} \cdot \sqrt{1 + \frac{(1-t_r) \cdot h}{(1-k_0) \cdot t_r}} \quad (\text{Für Lastspiele} < 10 \text{ min; } h, k_0 \text{ siehe Katalog M11}) \quad [\text{kW}]$$

$$P_{zul} \quad \text{Zulässige Leistung am Umrichter für S1-Betrieb} \quad [\text{kW}]$$

(Stellbereich 1:2)

$$t_r = \frac{ED}{100\%}$$

Damit ergibt sich z. B. bei einem 4poligen 1LA6-Motor der Baugröße 180 und 40% ED eine Leistungserhöhung um ca. 25% bezogen auf P_{zul} . Dieser Wert wird für die Vollastbeharrungsleistung zugrunde gelegt. Bei Ausnutzung des Motors nach Isolierstoffklasse F kann für P_{zul} meist die Nennleistung angenommen werden.

Bei Fahrantrieben mit hohen Beschleunigungsmomenten ist für die Auswahl des Motors das maximale Moment maßgebend. Es muß dabei ein genügend großer Sicherheitsabstand zum Kippmoment des Motors vorhanden sein und zwar mindestens:

$$M_{kipp} > 1,3 \cdot M_{max}$$

Damit ist auch bei Netzunterspannung ein sicherer Betrieb gewährleistet. Um die Funktionsfähigkeit der Regelung zu gewährleisten, sollte das doppelte Motornennmoment nicht überschritten werden, d.h.:

$$M_{max} \leq 2 \cdot M_n \quad (\text{Für SIMOVERT VC})$$

Bei nennenswertem Einfluß der Anlauf- und Bremsvorgänge auf das Lastspiel ist zusätzlich das effektive Moment des Motors nachzurechnen. Es muß gelten:

$$M_{eff} = \sqrt{\frac{\sum M_i^2 \cdot t_i}{t_e + k_f \cdot t_p}} \leq M_{zul} \quad (\text{Für Lastspiele} < 10 \text{ min}) \quad [\text{Nm}]$$

$$M_{zul} \quad \text{Zulässiges Drehmoment am Umrichter für S1-Betrieb} \quad [\text{Nm}]$$

(z. B. im Stellbereich 1:2)

$$t_i \quad \text{Zeitabschnitte mit konstantem Moment } M_i \quad [\text{s}]$$

$$t_e \quad \text{Einschaltdauer} \quad [\text{s}]$$

k_f Reduktionsfaktor

t_p Pausenzeit [s]

Der Faktor k_f bei der Pausenzeit ist ein Reduktionsfaktor für eigenbelüftete Motoren. Er beträgt bei 1LA5/1LA6-Motoren 0,33. Bei 1PQ6-Motoren, 1PA6-Motoren und 1FT6/1FK6-Motoren ist dieser Faktor gleich 1 zu setzen.

Ist der Anteil niedriger Drehzahlen innerhalb des Lastspiels nicht vernachlässigbar (z. B. hoher Anteil der Zeiten für Beschleunigung bzw. Verzögerung, längere Pausenzeiten oder längere Fahrten mit niedrigen Drehzahlen), so muß dies entsprechend berücksichtigt werden. Dazu wird der arithmetische Mittelwert der Drehzahlen innerhalb der Zykluszeit T gebildet und damit aus der Reduktionskurve für S1-Betrieb der entsprechende Reduktionsfaktor abgelesen.

$$n_{Motor\ mittel} = \frac{\sum_i \frac{n_{Mot\ i\ A} + n_{Mot\ i\ E}}{2} \cdot t_i}{t_e + k_f \cdot t_p} \quad [\text{min}^{-1}]$$

$\frac{n_{Mot\ i\ A} + n_{Mot\ i\ E}}{2}$ mittlere Motordrehzahl im Zeitabschnitt t_i [min⁻¹
(A: Anfangswert, E: Endwert)

Für eine genauere Betrachtung und bei Betrieb im Feldschwäcbereich kann man für ein Lastspiel anstelle von M_{eff} auch den Effektivwert des Motorstromes berechnen. Es muß gelten:

$$I_{eff} = \sqrt{\frac{\sum_i \left(\frac{I_{Mot\ i\ A} + I_{Mot\ i\ E}}{2} \right)^2 \cdot t_i}{t_e + k_f \cdot t_p}} \leq I_{zul} \quad [A]$$

$\frac{I_{Mot\ i\ A} + I_{Mot\ i\ E}}{2}$ mittlerer Motorstrom im Zeitabschnitt t_i [A]
(A: Anfangswert, E: Endwert)

I_{zul} zulässiger Strom am Umrichter für S1-Betrieb bei [A]
 n_{mittel} (wird über die M_{zul} S1-Kurve rückgerechnet,
bei 1PA6-Motoren ist z. B. $I_{zul} = I_{Mot\ n}$)

Zur Berechnung des Motorstromes siehe nächster Abschnitt „Auswahl des Umrichters“.

Auswahl des Umrichters*Fahrtriebe*

Zum Beschleunigen bzw. Bremsen kann die Überlastfähigkeit des Umrichters für 60 s ausgenutzt werden, da die Beschleunigungs- bzw. Bremszeiten meist kleiner sind. Der Motorstrom bei Asynchronmotoren für das maximale Motormoment ergibt sich näherungsweise zu:

$$I_{\text{Motor max}} \approx \sqrt{\left(\frac{M_{\text{Motor max}}}{M_{\text{Motor n}}}\right)^2 \cdot (I_{\text{Motor n}}^2 - I_{\mu n}^2) \cdot k_n^2 + I_{\mu n}^2 \cdot \frac{1}{k_n^2}} \quad [\text{A}]$$

$$I_{\mu n} \quad \text{Nennmagnetisierungsstrom des Motors} \quad [\text{A}]$$

$$k_n = 1 \quad \text{für } n_{\text{Mot}} \leq n_{\text{Mot n}} \quad \text{Konstantflußbereich}$$

$$k_n = \frac{n_{\text{Mot}}}{n_{\text{Mot n}}} \quad \text{für } n_{\text{Mot}} > n_{\text{Mot n}} \quad \text{Feldschwächbereich}$$

Ab ca. $M_{\text{Mot}} \geq 1,5 M_{\text{Mot n}}$ treten nicht mehr zu vernachlässigende Sättigungserscheinungen beim Motorstrom auf. Dies kann durch eine lineare Erhöhung des Motorstromes im Bereich von $M_{\text{Mot n}}$ bis $2 M_{\text{Mot n}}$ berücksichtigt werden (0% bei $M_{\text{Mot n}}$, ca. 10% bei $2 M_{\text{Mot n}}$).

Für die Auswahl des Umrichters ist neben dem maximalen Motorstrom auch noch der effektive Motorstrom bezogen auf das Lastspiel zu berücksichtigen (hier ist immer $k_f=1$ zu setzen). Der Umrichterbemessungsstrom muß größer oder gleich dem Effektivwert des Motorstromes innerhalb eines max. 300 s langen Intervalles sein. Bei einem an den Umrichter angepaßten Motor ist diese Bedingung meist erfüllt. Eine Nachrechnung kann z. B. notwendig werden bei Asynchronmotoren mit hohem Magnetisierungsstrom und kurzen Pausenzeiten.

Bei Fahrtrieben ist wegen des besseren Führungsverhaltens (z. B. Beschleunigen an der Stromgrenze) und wegen der besseren Kippsicherheit Vektorregelung vorzuziehen. Auch bei mehreren Motoren an einem Umrichter ist meist die Regelungsart Vektorregelung möglich, da die Motoren im allgemeinen gleich belastet sind.

Hubtriebe

Bei Hubtrieben ist der maximale Motorstrom bei Asynchronmotoren nach dem gleichen Verfahren wie bei Fahrtrieben zu ermitteln. Der Anteil der Beschleunigungs- bzw. Verzögerungsmomente am Lastmoment ist meist gering. Der maximale Motorstrom erreicht daher im allgemeinen nur Werte von ca. 1 bis 1,2fachem Motornennstrom. Da bei Hubtrieben aber das Anfahren mit schwebenden Lasten beherrscht werden muß, empfiehlt sich ein höherer Sicherheitsabstand

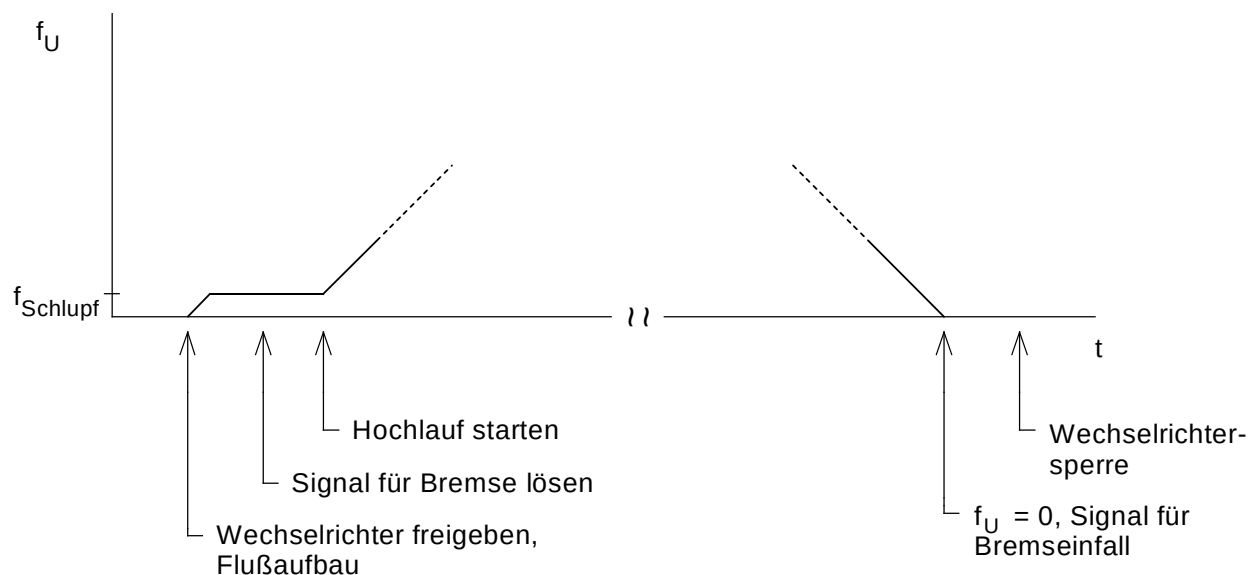
vom rechnerisch ermittelten maximalen Motorstrom zum maximalen Umrichterstrom. Je nach Hochlaufzeit sollte etwa der 1,5 bis 2fache benötigte Motorstrom beim Anfahren fließen können.

Auch bei Hubantrieben ist Vektorregelung wegen des besseren Führungsverhaltens und wegen der Möglichkeit einer definierten Stromeinprägung beim Anfahren vorzuziehen. Der Einsatz eines Drehzahlgebers verbessert das dynamische Verhalten. Außerdem kann der Tacho zur Soll-Ist-Überwachung eingesetzt werden (Erkennen von Lastsacken).

Das Halten einer schwebenden Last geschieht meist über die Haltebremse. Damit die Last beim Lösen der Bremse nicht durchsackt, muß der Motor vorher schon ein Moment gegen die Bremse entwickeln können. Das heißt:

- Vorgabe eines entsprechend großen Motorstromes bei f-Regelung (je nach Anfahrmoment)
- Flußaufbau abgeschlossen (ca. 0,1 bis 1 s je nach Motorgröße)
- Vorgabe von Schlupffrequenz bei f-Regelung
- n-Regler-Vorsteuerung bei n-Regelung falls die Last bei $n=0$ gehalten werden soll

Nach dem Signal für das Lösen der Bremse sollte bei f-Regelung noch eine kurze Zeit abgewartet werden, bevor der Hochlauf erfolgt. Damit wird ein Hochlauf im gesteuerten Bereich gegen die noch nicht ganz offene Bremse vermieden. Nach Beendigung des Hubvorganges wird das Signal zum Schließen der Bremse bei $f_U=0$ gegeben. Die Wechselrichtersperre darf aber erst etwas später erfolgen wenn sichergestellt ist, daß die Bremse wirkt. Während dieser Wartezeit entwickelt der Motor wegen $f_U=0$ ein Haltemoment durch Gleichstrombremsung.



Beispiel für Wechselrichterfreigabe, Bremsansteuerung und Hochlauffreigabe bei einem Hubantrieb mit f-Regelung

Auslegung des Bremswiderstandes

Für die Auslegung des Bremswiderstandes ist die Motorleistung im generatorischen Betrieb sowie das Lastspiel wichtig. Die maximale Leistung im generatorischen Betrieb tritt zu Beginn des Verzögerns bei maximaler Drehzahl auf. Damit ergibt sich die max. Bremsleistung für den Bremswiderstand zu:

$$P_{br W \max} = P_{br Motor \max} \cdot \eta_{Motor} = \frac{M_{Motor v} \cdot n_{Motor \max}}{9550} \cdot \eta_{Motor} \quad [\text{kW}]$$

η_{Motor} Motorwirkungsgrad

Die maximal auftretende Bremsleistung des Bremswiderstandes darf nicht größer als die zulässige Spitzenbremsleistung sein. Zusätzlich muß gelten:

$$\frac{W_{br}}{T} \leq P_{br \text{ Dauer}}$$

$$W_{br} = \int_0^T P_{br W} \cdot dt \quad \text{Bremsenergie für einen Zyklus} \quad [\text{kWs}]$$

$$T \quad \text{Zykluszeit } (\leq 90 \text{ s}) \quad [\text{s}]$$

$$P_{br \text{ Dauer}} \quad \text{Zulässige Dauerbremsleistung} \quad [\text{kW}]$$

Bei Zykluszeiten größer als 90 s wird für die Bedingung

$$\frac{W_{br}}{T} \leq P_{br \text{ Dauer}}$$

aus dem Lastspiel ein Zeitabschnitt $T = 90 \text{ s}$ so ausgewählt, daß dort der größte Mittelwert der Bremsleistung auftritt.

Bei einem Fahrtrieb ergibt sich z. B. für einen Bremsvorgang von $v_{\max}$ auf 0 innerhalb der Zeit t_v :

$$W_{br} = \frac{P_{br W \max} \cdot t_v}{2} \quad [\text{kWs}]$$

Bei Hubantrieben fällt während des Senkvorganges mit konstanter Geschwindigkeit $v_{\max}$ eine konstante Bremsleistung an:

$$P_{br W \text{ konst}} = \frac{F_H \cdot v_{\max}}{10^3} \cdot \eta \cdot \eta_{Motor} \quad [\text{kW}]$$

Hier ergibt sich für die Bremsenergie des Senkvorganges näherungsweise:

$$W_{br} \approx P_{br\ W\ konst} \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot t_b + t_k + \frac{1}{2} \cdot t_v \right) \quad [\text{kWs}]$$

t_b Beschleunigungszeit [s]

t_k Senkzeit mit konstanter Geschwindigkeit $v_{\max}$ [s]

t_v Verzögerungszeit [s]

3.1.2 Fahrtrieb mit Bremsmotor

Es handelt sich um einen Fahrtrieb mit Bremsmotor (Verschiebeankermotor). Zur Positionierung wird mit Schleichdrehzahl gefahren. Bei Erreichen des Endschalters wird der Motor abgeschaltet und mit der eingebauten Bremse mechanisch bis zum Stillstand gebremst.

Daten des Antriebs

Zu fördernde Masse	m	= 4200 kg
Lastraddurchmesser	D	= 0,27 m
Spezifischer Fahrwiderstand	w_F	= 0,03
Getriebeübersetzung	i	= 18,2
Mech. Wirkungsgrad	η	= 0,85
Max. Fahrgeschwindigkeit	$v_{\max}$	= 1,1 m/s
Min. Fahrgeschwindigkeit (Schleichgeschwindigkeit)	$v_{\min}$	= 0,1 m/s
Max. Beschleunigung	$a_{b \max}$	= 0,35 m/s ²
Max. Verzögerung	$a_{v \max}$	= 0,5 m/s ²
Motornennleistung	P_n	= 2,3 kW
Motornennstrom	$I_{\text{Motor } n}$	= 6,2 A
Motornennmoment	M_n	= 15,4 Nm
Motornenndrehzahl	n_n	= 1425 min ⁻¹
Motorwirkungsgrad	η_{Motor}	= 0,79
Trägheitsmoment Motor	J_{Motor}	= 0,012 kgm ²
Trägheitsmoment Kupplung	J_K	= 0,00028 kgm ²
Max. Verfahrweg	$s_{\max}$	= 3,377 m
Taktzeit	t_{Takt}	= 60 s
Zeit für Schleichfahrt	t_s	= 1,2 s
Bremseinfallzeit	t_E	= 0,1 s
Bremsmoment der mech. Bremse	M_{mech}	= 38 Nm

Fahren mit konstanter Geschwindigkeit

Widerstandskraft, Lastmoment:

$$\begin{aligned}
 F_W &= m \cdot g \cdot w_F \\
 &= 4200 \cdot 9,81 \cdot 0,03 = 1236,1 \text{ N} \\
 M_{Last} &= F_W \cdot \frac{D}{2} \\
 &= 1236,1 \cdot \frac{0,27}{2} = 166,9 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

Motorleistung, Motormoment:

$$\begin{aligned}
 P_{Motor} &= \frac{F_W \cdot v_{max}}{\eta \cdot 10^3} = \frac{1236,1 \cdot 1,1}{0,85 \cdot 10^3} = 1,6 \text{ kW} \\
 M_{Motor} &= \frac{M_{Last}}{i \cdot \eta} = \frac{166,9}{18,2 \cdot 0,85} = 10,8 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

Drehzahl des Motors bei v_{max} :

$$n_{Motor \max} = i \cdot n_{Last \max} = i \cdot \frac{v_{max} \cdot 60}{\pi \cdot D} = 18,2 \cdot \frac{1,1 \cdot 60}{\pi \cdot 0,27} = 1416 \text{ min}^{-1}$$

Drehzahl des Motors bei v_{min} :

$$n_{Motor \min} = i \cdot n_{Last \min} = i \cdot \frac{v_{min} \cdot 60}{\pi \cdot D} = 18,2 \cdot \frac{0,1 \cdot 60}{\pi \cdot 0,27} = 128,7 \text{ min}^{-1}$$

Ermittlung der Motormomente beim Beschleunigen und Verzögern

Winkelbeschleunigung und Winkelverzögerung des Motors:

$$\begin{aligned}
 \alpha_{b \text{ Motor}} &= i \cdot a_{b \max} \cdot \frac{2}{D} = 18,2 \cdot 0,35 \cdot \frac{2}{0,27} = 47,2 \text{ s}^{-2} \\
 \alpha_{v \text{ Motor}} &= i \cdot a_{v \max} \cdot \frac{2}{D} = 18,2 \cdot 0,5 \cdot \frac{2}{0,27} = 67,4 \text{ s}^{-2}
 \end{aligned}$$

Beschleunigungsmoment und Verzögerungsmoment für Motor und Kupplung:

$$\begin{aligned}
 M_{b \text{ Motor+K}} &= (J_{Motor} + J_K) \cdot \alpha_{b \text{ Motor}} \\
 &= (0,012 + 0,00028) \cdot 47,2 = 0,58 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 M_{v \text{ Motor}+K} &= (J_{\text{Motor}} + J_K) \cdot \alpha_{v \text{ Motor}} \\
 &= (0,012 + 0,00028) \cdot 67,4 = 0,828 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

Trägheitsmoment der Last bezogen auf das Lastrad:

$$\begin{aligned}
 J_{\text{Last}} &= m \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2 \\
 &= 4200 \cdot \left(\frac{0,27}{2}\right)^2 = 76,55 \text{ kgm}^2
 \end{aligned}$$

Beschleunigungsmoment und Verzögerungsmoment für die Last:

$$\begin{aligned}
 M_{b \text{ Last}} &= J_{\text{Last}} \cdot \frac{\alpha_{b \text{ Motor}}}{i} = 76,55 \cdot \frac{47,2}{18,2} = 198,5 \text{ Nm} \\
 M_{v \text{ Last}} &= J_{\text{Last}} \cdot \frac{\alpha_{v \text{ Motor}}}{i} = 76,55 \cdot \frac{67,4}{18,2} = 283,5 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

Motormoment beim Beschleunigen:

$$\begin{aligned}
 M_{\text{Motor}} &= M_{b \text{ Motor}+K} + (M_{b \text{ Last}} + M_{\text{Last}}) \cdot \frac{1}{i \cdot \eta} \\
 &= 0,58 + (198,5 + 166,9) \cdot \frac{1}{18,2 \cdot 0,85} = 24,2 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

Motormoment beim Verzögern:

$$\begin{aligned}
 M_{\text{Motor}} &= -M_{v \text{ Motor}+K} + (-M_{v \text{ Last}} + M_{\text{Last}}) \cdot \frac{\eta}{i} \\
 &= -0,828 + (-283,5 + 166,9) \cdot \frac{0,85}{18,2} = -6,27 \text{ Nm} \quad (\text{generatorischer Betrieb})
 \end{aligned}$$

Das größte Motormoment wird beim Beschleunigen benötigt, nämlich 1,57faches Nennmoment des Motors. Die Trägheitsmomente für das Getriebe und sonstige rotierende Massen wurden vernachlässigt.

Beschleunigungszeit:

$$t_b = \frac{v_{\max}}{a_{b \max}} = \frac{1,1}{0,35} = 3,14 \text{ s}$$

Ermittlung der maximalen Bremsleistung

Die maximale Motorleistung im generatorischen Betrieb tritt zu Beginn des Verzögerns bei maximaler Motordrehzahl auf.

$$P_{br \text{ Motor max}} = \frac{M_{\text{Motor v}} \cdot n_{\text{Motor max}}}{9550} = -\frac{6,27 \cdot 1416}{9550} = -0,93 \text{ kW}$$

Auswahl des Umrichters

Für das größte benötigte Motormoment ergibt sich ein Motorstrom von etwa:

$$I_{\text{Motor max}} \approx \sqrt{\left(\frac{M_{\text{Motor max}}}{M_{\text{Motor n}}}\right)^2 \cdot (I_{\text{Motor n}}^2 - I_{\mu n}^2) + I_{\mu n}^2}$$

Mit $I_{\mu n} = 0,7 \cdot I_{\text{Motor n}}$ (Annahme) erhält man:

$$I_{\text{Motor max}} \approx \sqrt{\left(\frac{24,2}{15,4}\right)^2 \cdot (6,2^2 - 0,7^2 \cdot 6,2^2) + 0,7^2 \cdot 6,2^2} = 8,2 \text{ A} \quad \text{für } t_b = 3,14 \text{ s}$$

Gewählter Umrichter:

6SE7018-0EA61

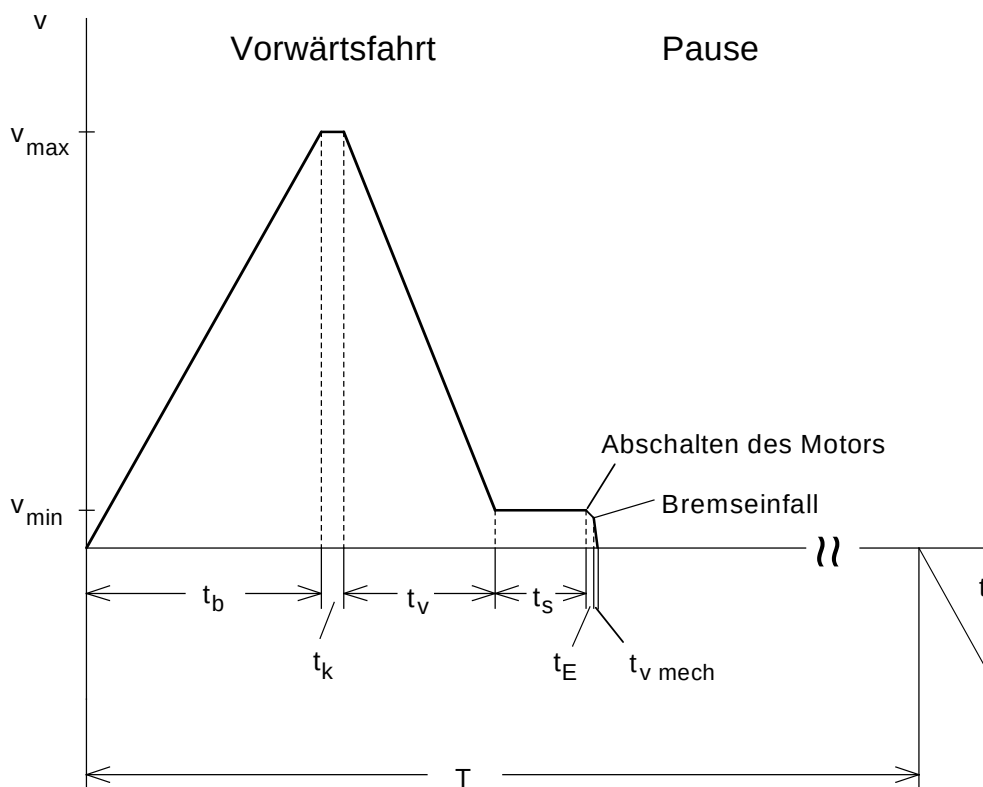
$P_{U n} = 3 \text{ kW}$; $I_{U n} = 8 \text{ A}$, $I_{U \text{ max}} = 11 \text{ A}$

Regelungsart f-Regelung

Auslegung des Bremswiderstandes

Der Bremswiderstand kommt während des Verzögerns zum Einsatz. Da die Verhältnisse bzgl. Bremsung bei Vorwärts- und Rückwärtsfahrt gleich sind, genügt es, nur die Vorwärtsfahrt zu betrachten.

Geschwindigkeits-Zeit-Diagramm für Vorwärtsfahrt



Maximaler Verfahrweg:

$$s_{\max} = 3,377 \text{ m}$$

Zykluszeit für Vorwärts- bzw. Rückwärtsfahrt:

$$T = \frac{t_{\text{Takt}}}{2} = 30 \text{ s}$$

Zeit für die Fahrt mit Schleichgeschwindigkeit:

$$t_s = 1,2 \text{ s} \quad (\text{vorgegeben})$$

Beschleunigungszeit von 0 auf $v_{\max}$:

$$t_b = 3,14 \text{ s}$$

Verzögerungszeit von $v_{\max}$ auf $v_{\min}$:

$$t_v = \frac{v_{\max} - v_{\min}}{a_{v \max}} = \frac{1,1 - 0,1}{0,5} = 2 \text{ s}$$

Bei Vernachlässigung des zurückgelegten Weges während der Bremsenfallzeit t_E und der Verzögerungszeit durch die mechanische Bremse $t_{v \text{ mech}}$ ergibt sich über die Fläche im v - t -Diagramm für $s_{\max}$:

$$s_{\max} \approx \frac{v_{\max} \cdot t_b}{2} + v_{\max} \cdot t_k + \frac{v_{\max} + v_{\min}}{2} \cdot t_v + v_{\min} \cdot t_s$$

Umgestellt ergibt sich für die Fahrzeit mit konstanter Geschwindigkeit $v_{\max}$:

$$\begin{aligned} t_k &\approx \frac{s_{\max} - \frac{v_{\max} \cdot t_b}{2} - \frac{v_{\max} + v_{\min}}{2} \cdot t_v - v_{\min} \cdot t_s}{v_{\max}} \\ &\approx \frac{3,377 - \frac{1,1 \cdot 3,143}{2} - \frac{1,1 + 0,1}{2} \cdot 2 - 0,1 \cdot 1,2}{1,1} = 0,3 \text{ s} \end{aligned}$$

Pausenzeit:

$$\begin{aligned} t_p &= T - t_{\text{ges}} = T - (t_b + t_k + t_v + t_s) \\ &= 30 - (3,14 + 0,3 + 2 + 1,2) = 23,4 \text{ s} \end{aligned}$$

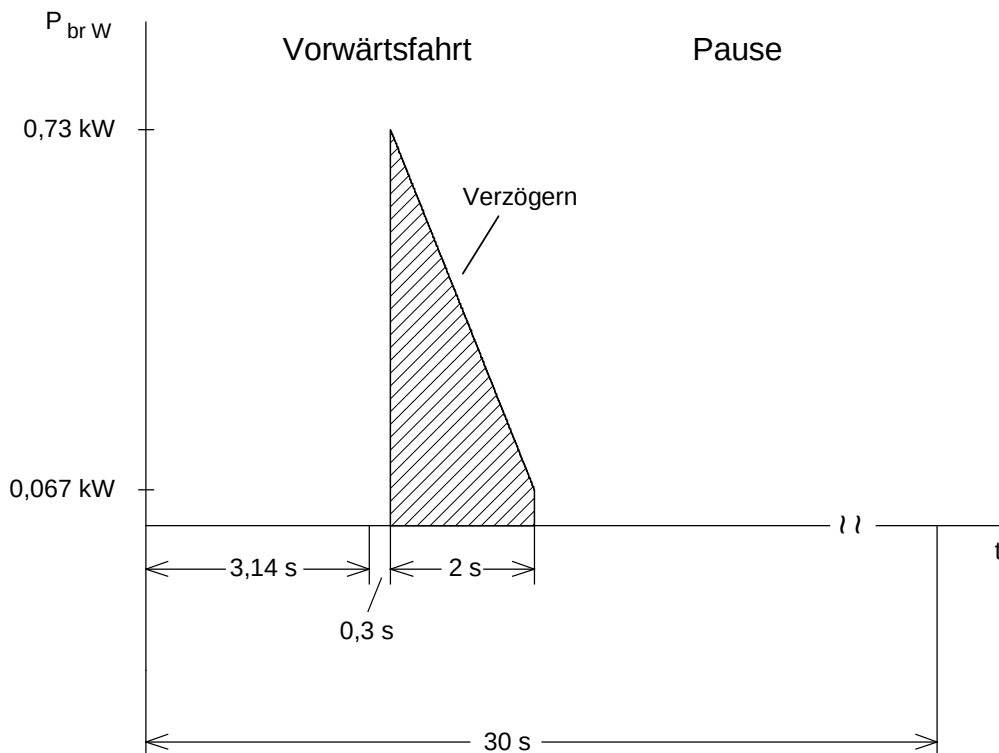
Max. Bremsleistung für den Bremswiderstand während des Verzögerns von $v_{\max}$ auf $v_{\min}$:

$$P_{br \text{ W max}} = P_{br \text{ Motor max}} \cdot \eta_{\text{Motor}} = 0,93 \cdot 0,79 = 0,73 \text{ kW}$$

Min. Bremsleistung für den Bremswiderstand während des Verzögerns von $v_{\max}$ auf $v_{\min}$:

$$\begin{aligned} P_{br \text{ W min}} &= P_{br \text{ Motor min}} \cdot \eta_{\text{Motor}} = \frac{M_{\text{Motor v}} \cdot n_{\text{Motor min}}}{9550} \cdot \eta_{\text{Motor}} \\ &= \frac{6,27 \cdot 128,7}{9550} \cdot 0,79 = 0,067 \text{ kW} \end{aligned}$$

Bremsdiagramm



Bremsenergie für einen Zyklus (entspricht der Fläche im Bremsdiagramm):

$$W_{br} = \frac{P_{br W \max} + P_{br W \min}}{2} \cdot t_v = \frac{0,73 + 0,067}{2} \cdot 2 = 0,8 \text{ kW s}$$

Für den Bremswiderstand muß gelten:

$$\frac{W_{br}}{T} = \frac{0,8}{30} = 0,027 \text{ kW} \leq P_{br \text{ Dauer}}$$

Mit

$$P_{br \text{ Dauer}} = \frac{P_{20}}{36} \quad (\text{bei internem Bremswiderstand})$$

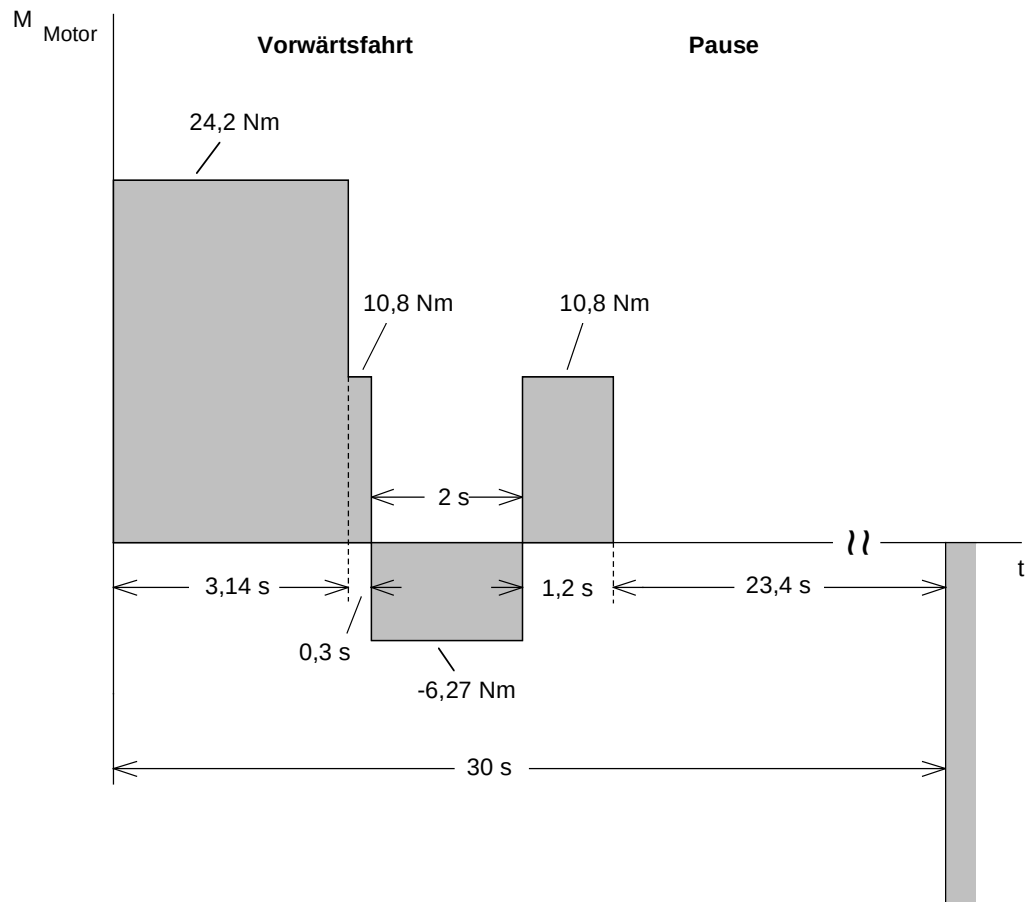
erhält man

$$36 \cdot 0,027 = 0,972 \text{ kW} \leq P_{20}$$

Gewählt wird daher die kleinste Bremseinheit mit $P_{20} = 5 \text{ kW}$ (6SE7018-0ES87-2DA0). Der interne Bremswiderstand ist ausreichend.

Thermische Überprüfung des Motors

Momentenverlauf für die Vorwärtsfahrt



Aus dem Momentenverlauf ergibt sich das effektive Moment zu:

$$\begin{aligned}
 M_{\text{eff}} &= \sqrt{\frac{24,2^2 \cdot 3,14 + 10,8^2 \cdot 0,3 + 6,27^2 \cdot 2 + 10,8^2 \cdot 1,2}{3,14 + 0,3 + 2 + 1,2 + 0,33 \cdot 23,4}} \\
 &= \sqrt{\frac{2092,5}{14,4}} \\
 &= 12,05 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

Nachrechnung der mittleren Drehzahl

$$n_{\text{Motor mittel}} = \frac{\sum \frac{|n_{\text{Mot i A}} + n_{\text{Mot i E}}|}{2} \cdot t_i}{t_e + k_f \cdot t_p} = \frac{\frac{1}{2} \cdot n_{\text{max}} \cdot t_b + n_{\text{max}} \cdot t_k + \frac{n_{\text{max}} + n_{\text{min}}}{2} \cdot t_v + n_{\text{min}} \cdot t_s}{t_b + t_k + t_v + t_s + k_f \cdot t_p}$$

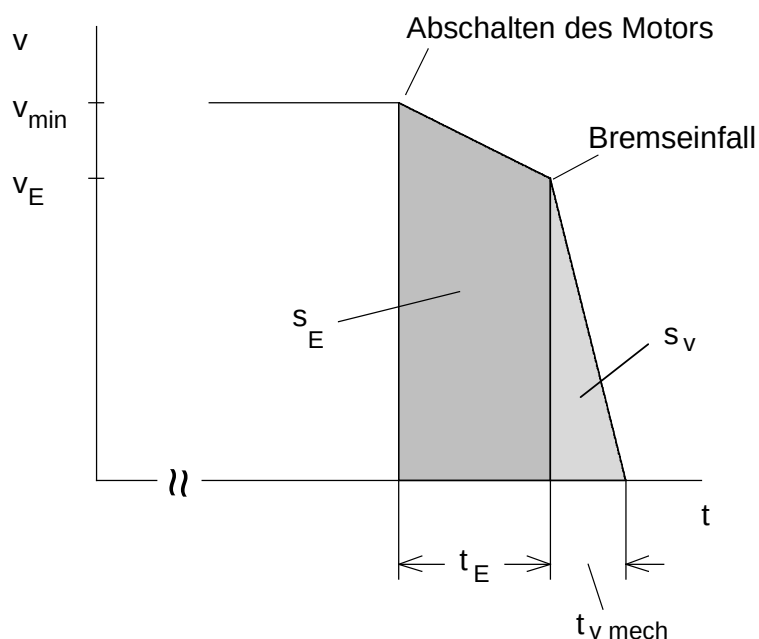
$$= \frac{\frac{1}{2} \cdot 1416 \cdot 3,14 + 1416 \cdot 0,3 + \frac{1416 + 128,7}{2} \cdot 2 + 128,7 \cdot 1,2}{3,14 + 0,3 + 2 + 1,2 + 0,33 \cdot 23,4} = 301 \text{ min}^{-1}$$

Bei einem Reduktionsfaktor von 0,8 (Stellbereich 1:5) ergibt sich ein zulässiges Moment von $0,8 \cdot M_{\text{Mot n}} = 0,8 \cdot 15,4 = 12,32 \text{ Nm}$

Der Betrieb ist also thermisch zulässig.

Ermittlung des Weges nach dem Abschalten des Bremsmotors

Wenn das Fahrwerk mit Schleichgeschwindigkeit den Endschalter erreicht, wird der Bremsmotor über Impulssperre abgeschaltet. Jetzt verstreicht noch die Bremseinfallszeit t_E , bevor die mechanische Bremse zu wirken beginnt. Ohne Motormoment bewegt sich das Fahrwerk weiter, gebremst nur durch den Einfluß des Fahrwiderstandes und des mechanischen Wirkungsgrades. Nach Einsatz der Bremse verstreicht noch die Verzögerungszeit $t_{v \text{ mech}}$ bis zu Stillstand.



Die Berechnung des Weges nach dem Abschalten des Bremsmotors wird in den Bereich 1 (Verzögerung durch den Fahrwiderstand und den mechanischen Wirkungsgrad) und den Bereich 2 (Verzögern durch die mechanische Bremse) aufgeteilt.

Berechnung der Verzögerung nach dem Abschalten (Bereich 1)

Mit $M_{Motor}=0$ ergibt sich:

$$M_{Motor} = 0 = -M_{v\,Motor+K} + (-M_{v\,Last} + M_{Last}) \cdot \frac{\eta}{i}$$

bzw.

$$0 = -(J_{Motor} + J_K) \cdot \alpha_{v1\,Motor} - J_{Last} \cdot \frac{\eta}{i^2} \cdot \alpha_{v1\,Motor} + M_{Last} \cdot \frac{\eta}{i}$$

Durch Umstellung erhält man für die Winkelverzögerung des Motors:

$$\alpha_{v1\,Motor} = \frac{M_{Last} \cdot \frac{\eta}{i}}{J_{Motor} + J_K + J_{Last} \cdot \frac{\eta}{i^2}} = \frac{166,9 \cdot \frac{0,85}{18,2}}{0,012 + 0,00028 + 76,55 \cdot \frac{0,85}{18,2^2}} = 37,35 \, s^{-2}$$

bzw. für die Verzögerung des Fahrwerks:

$$a_{v1} = \frac{\alpha_{v1\,Motor}}{i} \cdot \frac{D}{2} = \frac{37,35}{18,2} \cdot \frac{0,27}{2} = 0,277 \, m/s^2$$

Zurückgelegter Weg während t_E :

$$\begin{aligned} s_E &= v_{min} \cdot t_E - \frac{1}{2} \cdot a_{v1} \cdot t_E^2 \\ &= 0,1 \cdot 0,1 - \frac{1}{2} \cdot 0,277 \cdot 0,1^2 = 0,0086 \, m \end{aligned}$$

Geschwindigkeit nach Ablauf von t_E :

$$v_{max\,E} = v_{min} - a_{v1} \cdot t_E = 0,1 - 0,277 \cdot 0,1 = 0,0723 \, m/s$$

Berechnung der Verzögerung durch die mechanische Bremse (Bereich 2)

Mit $M_{Motor}=-M_{mech}$ ergibt sich:

$$M_{Motor} = -M_{mech} = -M_{v\,Motor+K} + (-M_{v\,Last} + M_{Last}) \cdot \frac{\eta}{i}$$

bzw.

$$-M_{mech} = -(J_{Motor} + J_K) \cdot \alpha_{v2 Motor} - J_{Last} \cdot \frac{\eta}{i^2} \cdot \alpha_{v2 Motor} + M_{Last} \cdot \frac{\eta}{i}$$

Durch Umstellung erhält man für die Winkelverzögerung des Motors:

$$\alpha_{v2 Motor} = \frac{M_{mech} + M_{Last} \cdot \frac{\eta}{i}}{J_{Motor} + J_K + J_{Last} \cdot \frac{\eta}{i^2}} = \frac{38 + 166,9 \cdot \frac{0,85}{18,2}}{0,012 + 0,00028 + 76,55 \cdot \frac{0,85}{18,2^2}} = 219,4 \text{ s}^{-2}$$

bzw. für die Verzögerung des Fahrwerks:

$$a_{v2} = \frac{\alpha_{v2 Motor}}{i} \cdot \frac{D}{2} = \frac{219,4}{18,2} \cdot \frac{0,27}{2} = 1,627 \text{ m/s}^2$$

Verzögerungszeit durch die mechanische Bremse:

$$t_{v mech} = \frac{v_E}{a_{v2}} = \frac{0,0723}{1,627} = 0,044 \text{ s}$$

Zurückgelegter Weg während des Verzögerns durch die mechanische Bremse:

$$s_v = \frac{v_E \cdot t_{v mech}}{2} = \frac{0,0723 \cdot 0,044}{2} = 0,0016 \text{ m}$$

Durch das mit der Bremsenfallzeit t_E verzögerte Einsetzen der mechanischen Bremse bewegt sich das Fahrwerk nach Abschalten des Bremsmotors noch insgesamt um

$$s_{ges} = s_E + s_v = 0,0086 + 0,0016 = 0,01 \text{ m} = 10 \text{ mm}$$

weiter. Dieser lastabhängige Weg muß bei der Positionierung berücksichtigt werden.

3.1.3 Hubantrieb mit Bremsmotor

Es handelt sich um einen Hubantrieb mit Bremsmotor (Verschiebeankermotor). Zur Positionierung wird mit Schleichdrehzahl gefahren.

Daten des Antriebs

Zu fördernde Masse	m_L	= 146 kg
Eigenmasse	m_E	= 66 kg
Seiltrommeldurchmesser	D	= 0,1 m
Getriebeübersetzung	i	= 20,5
Mech. Wirkungsgrad	η	= 0,85
Max. Hubgeschwindigkeit	$v_{\max}$	= 0,348 m/s
Min. Hubgeschwindigkeit (Schleichgeschwindigkeit)	$v_{\min}$	= 0,025 m/s
Max. Beschleunigung	$a_{\max}$	= 0,58 m/s ²
Motornennleistung	P_n	= 1,05 kW
Motornennstrom	$I_{\text{Motor } n}$	= 3,8 A
Motornennmoment	M_n	= 7,35 Nm
Motorenndrehzahl	n_n	= 1365 min ⁻¹
Motorwirkungsgrad	η_{Motor}	= 0,75
Trägheitsmoment Motor	J_{Motor}	= 0,0035 kgm ²
Trägheitsmoment Kupplung	J_K	= 0,00028 kgm ²
Max. Hubhöhe	$h_{\max}$	= 0,8 m
Taktzeit	t_{Takt}	= 90 s
Zeit für Schleichfahrt	t_s	= 0,4 s
Bremseinfallszeit	t_E	= 0,04 s
Bremsmoment der mech. Bremse	M_{mech}	= 14,5 Nm

Heben der Last mit konstanter Geschwindigkeit

Hubkraft, Lastmoment:

$$F_H = (m_L + m_E) \cdot g$$

$$= (146 + 66) \cdot 9,81 = 2079,7 \text{ N}$$

$$M_{Last} = F_H \cdot \frac{D}{2}$$

$$= 2079,7 \cdot \frac{0,1}{2} = 104 \text{ Nm}$$

Motorleistung, Motormoment:

$$P_{Motor} = \frac{F_H \cdot v_{\max}}{\eta \cdot 10^3} = \frac{2079,7 \cdot 0,348}{0,85 \cdot 10^3} = 0,852 \text{ kW}$$

$$M_{Motor} = \frac{M_{Last}}{i \cdot \eta} = \frac{104}{20,5 \cdot 0,85} = 5,97 \text{ Nm}$$

Drehzahl des Motors bei $v_{\max}$:

$$n_{Motor \max} = i \cdot n_{Last \max} = i \cdot \frac{v_{\max} \cdot 60}{\pi \cdot D} = 20,5 \cdot \frac{0,348 \cdot 60}{\pi \cdot 0,1} = 1362 \text{ min}^{-1}$$

Drehzahl des Motors bei $v_{\min}$:

$$n_{Motor \min} = i \cdot n_{Last \min} = i \cdot \frac{v_{\min} \cdot 60}{\pi \cdot D} = 20,5 \cdot \frac{0,025 \cdot 60}{\pi \cdot 0,1} = 97,9 \text{ min}^{-1}$$

Senken der Last mit konstanter Geschwindigkeit

Motorleistung, Motormoment:

$$P_{Motor} = -\frac{F_H \cdot v_{\max}}{10^3} \cdot \eta = -\frac{2079,7 \cdot 0,348}{10^3} \cdot 0,85 = -0,615 \text{ kW} \quad (\text{generatorischer Betrieb})$$

$$M_{Motor} = \frac{M_{Last}}{i} \cdot \eta = \frac{104}{20,5} \cdot 0,85 = 4,31 \text{ Nm}$$

Ermittlung der Motormomente beim Beschleunigen und Verzögern

Winkelbeschleunigung des Motors:

$$\alpha_{Motor} = i \cdot a_{\max} \cdot \frac{2}{D} = 20,5 \cdot 0,58 \cdot \frac{2}{0,1} = 237,8 \text{ s}^{-2}$$

Beschleunigungsmoment für Motor und Kupplung:

$$\begin{aligned} M_{b \text{ Motor}+K} &= (J_{Motor} + J_K) \cdot \alpha_{Motor} \\ &= (0,0035 + 0,00028) \cdot 237,8 = 0,899 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Trägheitsmoment der Last bezogen auf die Seiltrommel:

$$\begin{aligned} J_{Last} &= (m_L + m_E) \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2 \\ &= (146 + 66) \cdot \left(\frac{0,1}{2}\right)^2 = 0,53 \text{ kgm}^2 \end{aligned}$$

Beschleunigungsmoment für die Last:

$$\begin{aligned} M_{b \text{ Last}} &= J_{Last} \cdot \frac{\alpha_{Motor}}{i} \\ &= 0,53 \cdot \frac{237,8}{20,5} = 6,15 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Da die Verzögerung gleich der Beschleunigung ist gilt:

$$\begin{aligned} M_{v \text{ Motor}+K} &= M_{b \text{ Motor}+K} \\ M_{v \text{ Last}} &= M_{b \text{ Last}} \end{aligned}$$

Heben der Last, Motormoment beim Beschleunigen:

$$\begin{aligned} M_{Motor} &= M_{b \text{ Motor}+K} + (M_{b \text{ Last}} + M_{Last}) \cdot \frac{1}{i \cdot \eta} \\ &= 0,899 + (6,15 + 104) \cdot \frac{1}{20,5 \cdot 0,85} = 7,22 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Heben der Last, Motormoment beim Verzögern:

$$M_{Motor} = -M_{v \text{ Motor}+K} + (-M_{v \text{ Last}} + M_{Last}) \cdot \frac{1}{i \cdot \eta}$$

$$M_{Motor} = -0,899 + (-6,15 + 104) \cdot \frac{1}{20,5 \cdot 0,85} = 4,72 \text{ Nm}$$

Senken der Last, Motormoment beim Beschleunigen:

$$\begin{aligned} M_{Motor} &= -M_{b \text{ Motor}+K} + (-M_{b \text{ Last}} + M_{Last}) \cdot \frac{\eta}{i} \\ &= -0,899 + (-6,15 + 104) \cdot \frac{0,85}{20,5} = 3,16 \text{ Nm} \quad (\text{generatorischer Betrieb}) \end{aligned}$$

Senken der Last, Motormoment beim Verzögern:

$$\begin{aligned} M_{Motor} &= M_{v \text{ Motor}+K} + (M_{v \text{ Last}} + M_{Last}) \cdot \frac{\eta}{i} \\ &= 0,899 + (6,15 + 104) \cdot \frac{0,85}{20,5} = 5,47 \text{ Nm} \quad (\text{generatorischer Betrieb}) \end{aligned}$$

Das größte Motormoment wird beim Beschleunigen während des Hebens der Last benötigt, nämlich 0,98faches Nennmoment des Motors. Das größte Motormoment im generatorischen Betrieb wird beim Verzögern während des Senkens der Last benötigt.

Ermittlung der maximalen Bremsleistung

Die maximale Motorleistung im generatorischen Betrieb tritt zu Beginn des Verzögerns bei maximaler Motordrehzahl während des Senkens der Last auf.

$$P_{br \text{ Motor max}} = \frac{M_{Motor v} \cdot n_{Motor \text{ max}}}{9550} = -\frac{5,47 \cdot 1362}{9550} = -0,78 \text{ kW}$$

Auswahl des Umrichters

Das größte benötigte Motormoment entspricht etwa dem Motornennmoment. Zum Anfahren des Hubantriebs ist eine entsprechende Überlastfähigkeit notwendig, d.h. der Umrichter sollte etwa doppelten Motornennstrom als $I_{U \text{ max}}$ zur Verfügung stellen.

Gewählter Umrichter:

6SE7016-1EA61

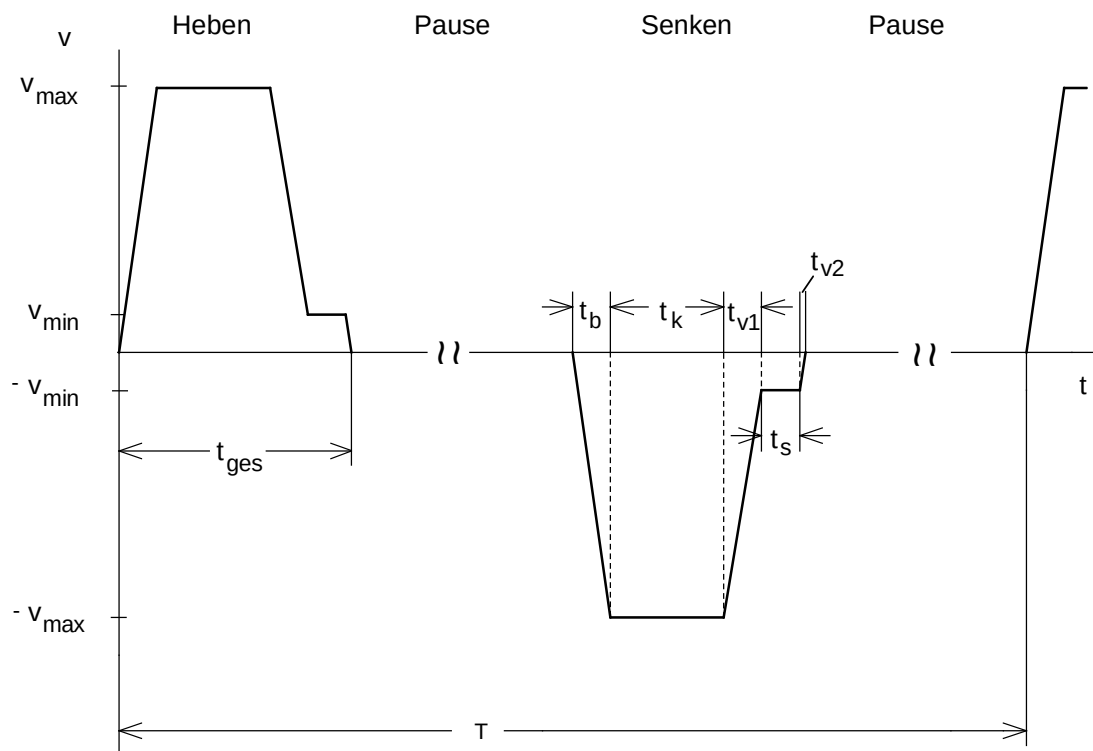
$P_{U\ n}=2,2\text{ kW}$; $I_{U\ n}=6,1\text{ A}$; $I_{U\ max}=8,3\text{ A}$

Regelungsart f-Regelung

Auslegung des Bremswiderstandes

Der Bremswiderstand kommt beim Senken der Last zum Einsatz.

Geschwindigkeits-Zeit-Diagramm für Heben und Senken



Maximaler Weg beim Heben und Senken:

$$h_{max} = 0,8\text{ m}$$

Zykluszeit für Heben und Senken:

$$T = t_{Takt} = 90\text{ s}$$

Zeit für die Fahrt mit Schleichgeschwindigkeit:

$$t_s = 0,4 \text{ s} \quad (\text{vorgegeben})$$

Beschleunigungszeit von 0 auf $v_{\max}$:

$$t_b = \frac{v_{\max}}{a_{\max}} = \frac{0,348}{0,58} = 0,6 \text{ s}$$

Verzögerungszeit von $v_{\max}$ auf $v_{\min}$:

$$t_{v1} = \frac{v_{\max} - v_{\min}}{a_{\max}} = \frac{0,348 - 0,025}{0,58} = 0,557 \text{ s}$$

Verzögerungszeit von $v_{\min}$ auf 0:

$$t_{v2} = \frac{v_{\min}}{a_{\max}} = \frac{0,025}{0,58} = 0,043 \text{ s}$$

Über die Fläche im v-t-Diagramm erhält man $h_{\max}$ zu:

$$h_{\max} = \frac{v_{\max} \cdot t_b}{2} + v_{\max} \cdot t_k + \frac{v_{\max} + v_{\min}}{2} \cdot t_{v1} + v_{\min} \cdot t_s + \frac{v_{\min} \cdot t_{v2}}{2}$$

Umgestellt ergibt sich für die Fahrzeit mit konstanter Geschwindigkeit $v_{\max}$:

$$t_k = \frac{h_{\max} - \frac{v_{\max} \cdot t_b}{2} - \frac{v_{\max} + v_{\min}}{2} \cdot t_{v1} - v_{\min} \cdot t_s - \frac{v_{\min} \cdot t_{v2}}{2}}{v_{\max}}$$

$$= \frac{0,8 - \frac{0,348 \cdot 0,6}{2} - \frac{0,348 + 0,025}{2} \cdot 0,557 - 0,025 \cdot 0,4 - \frac{0,025 \cdot 0,043}{2}}{0,348} = 1,67 \text{ s}$$

Damit erhält man die Gesamtfahrzeit für $h_{\max}$:

$$t_{ges} = t_b + t_k + t_{v1} + t_s + t_{v2}$$

$$= 0,6 + 1,67 + 0,557 + 0,4 + 0,043 = 3,27 \text{ s}$$

Max. Bremsleistung für den Bremswiderstand während des Beschleunigens von 0 auf $v_{\max}$:

$$\begin{aligned} P_{br\ W\ \max\ (0 \rightarrow v_{\max})} &= P_{br\ Motor\ \max\ (0 \rightarrow v_{\max})} \cdot \eta_{Motor} = \frac{M_{Motor\ b} \cdot n_{Motor\ \max}}{9550} \cdot \eta_{Motor} \\ &= \frac{3,16 \cdot 1362}{9550} \cdot 0,75 = 0,338\ kW \end{aligned}$$

Bremsleistung für den Bremswiderstand während der Konstantfahrt mit $v_{\max}$:

$$\begin{aligned} P_{br\ W\ konst\ (v=v_{\max})} &= P_{br\ Motor\ konst\ (v=v_{\max})} \cdot \eta_{Motor} = \frac{M_{Motor\ konst} \cdot n_{Motor\ \max}}{9550} \cdot \eta_{Motor} \\ &= \frac{4,31 \cdot 1362}{9550} \cdot 0,75 = 0,46\ kW \end{aligned}$$

Max. Bremsleistung für den Bremswiderstand während des Verzögerens von $v_{\max}$ auf $v_{\min}$:

$$\begin{aligned} P_{br\ W\ \max\ (v_{\max} \rightarrow v_{\min})} &= P_{br\ Motor\ \max\ (v_{\max} \rightarrow v_{\min})} \cdot \eta_{Motor} = \frac{M_{Motor\ v} \cdot n_{Motor\ \max}}{9550} \cdot \eta_{Motor} \\ &= \frac{5,47 \cdot 1362}{9550} \cdot 0,75 = 0,585\ kW \end{aligned}$$

Min. Bremsleistung für den Bremswiderstand während des Verzögerens von $v_{\max}$ auf $v_{\min}$:

$$\begin{aligned} P_{br\ W\ \min\ (v_{\max} \rightarrow v_{\min})} &= P_{br\ Motor\ \min\ (v_{\max} \rightarrow v_{\min})} \cdot \eta_{Motor} = \frac{M_{Motor\ v} \cdot n_{Motor\ \min}}{9550} \cdot \eta_{Motor} \\ &= \frac{5,47 \cdot 97,9}{9550} \cdot 0,75 = 0,042\ kW \end{aligned}$$

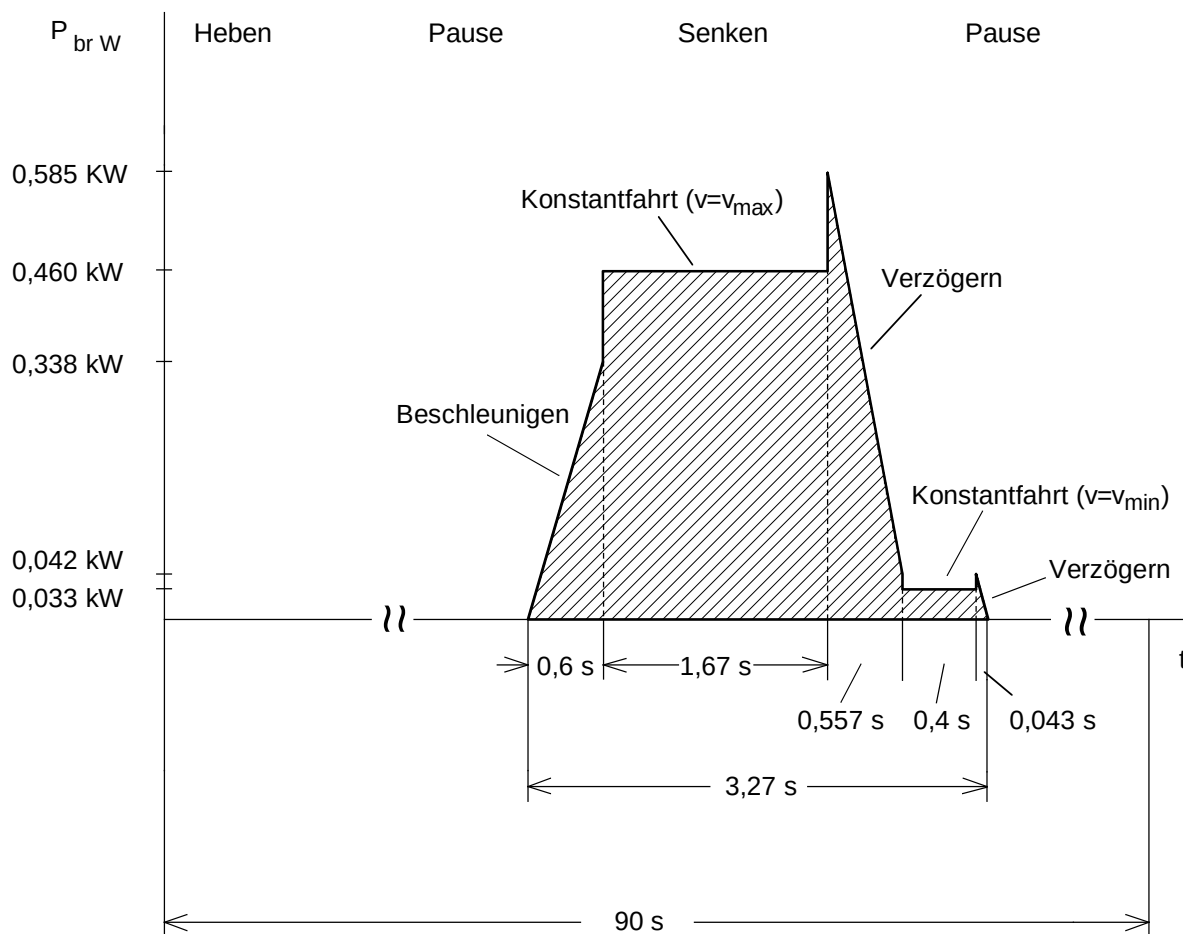
Bremsleistung für den Bremswiderstand während der Konstantfahrt mit $v_{\min}$:

$$\begin{aligned} P_{br\ W\ konst\ (v=v_{\min})} &= P_{br\ Motor\ konst\ (v=v_{\min})} \cdot \eta_{Motor} = \frac{M_{Motor\ konst} \cdot n_{Motor\ \min}}{9550} \cdot \eta_{Motor} \\ &= \frac{4,31 \cdot 97,9}{9550} \cdot 0,75 = 0,033\ kW \end{aligned}$$

Max. Bremsleistung für den Bremswiderstand während des Verzögerens von $v_{\min}$ auf 0:

$$\begin{aligned} P_{br\ W\ \max\ (v_{\min} \rightarrow 0)} &= P_{br\ Motor\ \max\ (v_{\min} \rightarrow 0)} \cdot \eta_{Motor} = \frac{M_{Motor\ v} \cdot n_{Motor\ \min}}{9550} \cdot \eta_{Motor} \\ &= P_{br\ Motor\ \min\ (v_{\max} \rightarrow v_{\min})} \cdot \eta_{Motor} = 0,042\ kW \end{aligned}$$

Bremsdiagramm



Bremsenergie für einen Zyklus (entspricht der Fläche im Bremsdiagramm)

Exakte Berechnung:

$$\begin{aligned}
 W_{br} &= \frac{1}{2} \cdot P_{br W \max (0 \rightarrow v_{\max})} \cdot t_b + P_{br W \text{ konst } (v=v_{\max})} \cdot t_k + \frac{P_{br W \max (v_{\max} \rightarrow v_{\min})} + P_{br W \min (v_{\max} \rightarrow v_{\min})}}{2} \cdot t_{v1} \\
 &\quad + P_{br W \text{ konst } (v=v_{\min})} \cdot t_s + \frac{1}{2} \cdot P_{br W \max (v_{\min} \rightarrow 0)} \cdot t_{v2} \\
 &= \frac{1}{2} \cdot 0,338 \cdot 0,6 + 0,46 \cdot 1,67 + \frac{0,585 + 0,042}{2} \cdot 0,557 \\
 &\quad + 0,033 \cdot 0,4 + \frac{1}{2} \cdot 0,042 \cdot 0,043 = 1,058 \text{ kW s}
 \end{aligned}$$

Im vorliegenden Fall kann folgende Abschätzung gewählt werden:

$$\begin{aligned}
 W_{br} &\approx P_{br W \text{ konst } (v=v_{\max})} \cdot (t_b + t_k) + P_{br W \text{ konst } (v=v_{\min})} \cdot t_s \\
 &\approx 0,46 \cdot (0,6 + 1,67) + 0,033 \cdot 0,4 = 1,057 \text{ kW s}
 \end{aligned}$$

Für den Bremswiderstand muß gelten:

$$\frac{W_{br}}{T} = \frac{1,057}{90} = 0,012 \text{ kW} \leq P_{br \text{ Dauer}}$$

Mit

$$P_{br \text{ Dauer}} = \frac{P_{20}}{36} \quad (\text{bei internem Bremswiderstand})$$

erhält man

$$36 \cdot 0,012 = 0,432 \text{ kW} \leq P_{20}$$

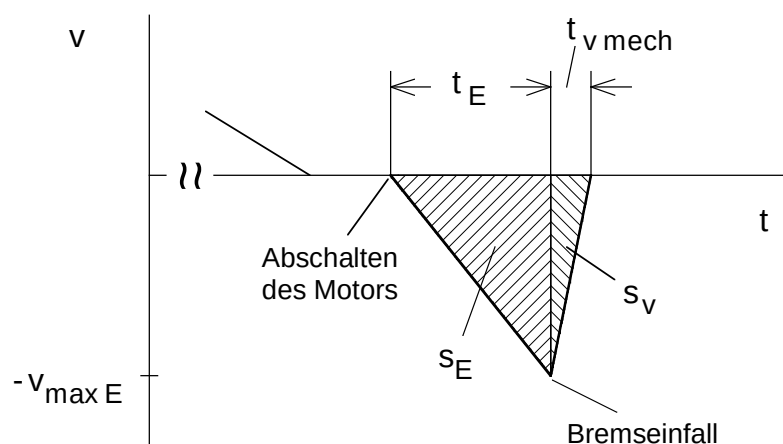
Gewählt wird daher die kleinste Bremseneinheit mit $P_{20} = 5 \text{ kW}$ (6SE7018-0ES87-2DA0). Der interne Bremswiderstand ist ausreichend.

Thermische Überprüfung des Motors

Da der Motor nur maximal mit ca. Nennmoment belastet wird und nur ca. 7 s von 90 s eingeschaltet ist, erübrigt sich eine thermische Überprüfung.

Wegfehler aufgrund der Bremsenfallzeit t_E

Nach dem Abschalten des Bremsmotors über Impulssperre verstreicht erst die Bremsenfallzeit t_E , bevor die mechanische Bremse zu wirken beginnt. Das Abschalten erfolgt bei $f_U=0$ und $n \approx 0$ (Schlupfdrehzahl wird vernachlässigt). Ohne Motormoment bewegt sich die Last, beschleunigt durch ihr Eigengewicht, nach unten. Nach dem Einsatz der Bremse verstreicht noch die Verzögerungszeit $t_{v \text{ mech}}$ bis zum Stillstand.



Die Berechnung des Wegfehlers wird in den Bereich 1 (Beschleunigung durch die Last) und in den Bereich 2 (Verzögerung durch die mechanische Bremse) aufgeteilt.

Berechnung der Beschleunigung durch die Last (Bereich 1)

Mit $M_{Motor}=0$ ergibt sich:

$$M_{Motor} = 0 = -M_{b\ Motor+K} + (-M_{b\ Last} + M_{Last}) \cdot \frac{\eta}{i}$$

bzw.

$$0 = -(J_{Motor} + J_K) \cdot \alpha_{b\ Motor} - J_{Last} \cdot \frac{\eta}{i^2} \cdot \alpha_{b\ Motor} + M_{Last} \cdot \frac{\eta}{i}$$

Durch Umstellung erhält man für die Winkelbeschleunigung des Motors:

$$\alpha_{b\ Motor} = \frac{M_{Last} \cdot \frac{\eta}{i}}{J_{Motor} + J_K + J_{Last} \cdot \frac{\eta}{i^2}} = \frac{104 \cdot \frac{0,85}{20,5}}{0,0035 + 0,00028 + 0,53 \cdot \frac{0,85}{20,5^2}} = 889\ s^{-2}$$

bzw. für die Beschleunigung der Last:

$$a_b = \frac{\alpha_{b\ Motor}}{i} \cdot \frac{D}{2} = \frac{889}{20,5} \cdot \frac{0,1}{2} = 2,17\ m/s^2$$

Zurückgelegter Weg während des Beschleunigens durch die Last:

$$s_E = \frac{1}{2} \cdot a_b \cdot t_E^2 = \frac{1}{2} \cdot 2,17 \cdot 0,04^2 = 0,0017\ m$$

Geschwindigkeit nach Ablauf der Bremsenfallzeit:

$$v_{\max E} = a_b \cdot t_E = 2,17 \cdot 0,04 = 0,087\ m/s$$

Berechnung der Verzögerung durch die mechanische Bremse (Bereich 2)

Mit $M_{Motor}=M_{mech}$ ergibt sich:

$$M_{Motor} = M_{mech} = M_{v\ Motor+K} + (M_{v\ Last} + M_{Last}) \cdot \frac{\eta}{i}$$

bzw.

$$M_{mech} = (J_{Motor} + J_K) \cdot \alpha_{v\ Motor} + J_{Last} \cdot \frac{\eta}{i^2} \cdot \alpha_{v\ Motor} + M_{Last} \cdot \frac{\eta}{i}$$

Durch Umstellung erhält man für die Winkelverzögerung des Motors:

$$\alpha_{v \text{ Motor}} = \frac{M_{\text{mech}} - M_{\text{Last}} \cdot \frac{\eta}{i}}{J_{\text{Motor}} + J_K + J_{\text{Last}} \cdot \frac{\eta}{i^2}} = \frac{14,5 - 104 \cdot \frac{0,85}{20,5}}{0,0035 + 0,00028 + 0,53 \cdot \frac{0,85}{20,5^2}} = 2100 \text{ s}^{-2}$$

bzw. für die Verzögerung der Last:

$$a_v = \frac{\alpha_{v \text{ Motor}}}{i} \cdot \frac{D}{2} = \frac{2100}{20,5} \cdot \frac{0,1}{2} = 5,12 \text{ m/s}^2$$

Verzögerungszeit durch die mechanische Bremse:

$$t_{v \text{ mech}} = \frac{v_{\max E}}{a_v} = \frac{0,087}{5,12} = 0,017 \text{ s}$$

Zurückgelegter Weg während des Verzögerns durch die mechanische Bremse:

$$s_v = \frac{v_{\max E} \cdot t_{v \text{ mech}}}{2} = \frac{0,087 \cdot 0,017}{2} = 0,00074 \text{ m}$$

Durch das mit der Bremseinfallszeit t_E verzögerte Einsetzen der mechanischen Bremse bewegt sich die Last nach Abschalten des Bremsmotors noch insgesamt um

$$s_{\text{ges}} = s_E + s_v = 0,0017 + 0,00074 = 0,00244 \text{ m} = 2,44 \text{ mm}$$

nach unten. Dieser lastabhängige Wegfehler muß bei der Positionierung berücksichtigt werden.

3.1.4 Regalförderfahrzeug

Es handelt sich um ein Regalförderfahrzeug mit Fahrtrieb, Hubtrieb und Teleskopantrieb. Es wird hier nur der Fahrtrieb und der Hubtrieb betrachtet. Es sollen Kompaktasynchronmotoren 1PA6 mit Vector Control verwendet werden.

Fahrtrieb*Daten des Antriebs*

Zu fördernde Masse	m	= 5500 kg
Lastraddurchmesser	D	= 0,34 m
Spezifischer Fahrwiderstand	w_F	= 0,02
Getriebeübersetzung	i	= 16
Mech. Wirkungsgrad	η	= 0,75
Max. Fahrgeschwindigkeit	$v_{\max}$	= 2,66 m/s
Max. Beschleunigung	$a_{\max}$	= 0,44 m/s ²
Max. Verfahrweg	$s_{\max}$	= 42,6 m
Pausenzeit nach einem Verfahrvorgang	t_P	= 10 s

Fahren mit konstanter Geschwindigkeit

Widerstandskraft, Lastmoment:

$$F_W = m \cdot g \cdot w_F$$

$$= 5500 \cdot 9,81 \cdot 0,02 = 1079,1 \text{ N}$$

$$M_{\text{Last}} = F_W \cdot \frac{D}{2}$$

$$= 1079,1 \cdot \frac{0,34}{2} = 183,45 \text{ Nm}$$

Motorleistung, Motormoment:

$$P_{Motor} = \frac{F_W \cdot v_{max}}{\eta \cdot 10^3} = \frac{1079,1 \cdot 2,66}{0,75 \cdot 10^3} = 3,83 \text{ kW}$$

$$M_{Motor} = \frac{M_{Last}}{i \cdot \eta} = \frac{183,45}{16 \cdot 0,75} = 15,29 \text{ Nm}$$

Drehzahl des Motors bei v_{max} :

$$n_{Motor \max} = i \cdot n_{Last \max} = i \cdot \frac{v_{max} \cdot 60}{\pi \cdot D} = 16 \cdot \frac{2,66 \cdot 60}{\pi \cdot 0,34} = 2391 \text{ min}^{-1}$$

Ermittlung der Lastmomente beim Beschleunigen und Verzögern

Winkelbeschleunigung des Lastrades:

$$\alpha_{Last} = a_{max} \cdot \frac{2}{D} = 0,44 \cdot \frac{2}{0,34} = 2,59 \text{ s}^{-2}$$

Trägheitsmoment der Last bezogen auf das Lastrad:

$$\begin{aligned} J_{Last} &= m \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2 \\ &= 5500 \cdot \left(\frac{0,34}{2}\right)^2 = 158,95 \text{ kgm}^2 \end{aligned}$$

Beschleunigungsmoment für die Last:

$$\begin{aligned} M_{b \text{ Last}} &= J_{Last} \cdot \alpha_{Last} \\ &= 158,95 \cdot 2,59 = 411,4 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Da die Verzögerung gleich der Beschleunigung ist gilt:

$$M_{v \text{ Last}} = M_{b \text{ Last}}$$

Auswahl des Motors

Durch Probieren (siehe Ermittlung der Motormomente) wird folgender Motor ausgewählt:

1PA6 103-4HG., $P_n=7,5 \text{ kW}$, $M_n=31 \text{ Nm}$, $n_n=2300 \text{ min}^{-1}$, $I_n=17 \text{ A}$, $I_\mu=8,2 \text{ A}$
 $J_{Motor}=0,017 \text{ kgm}^2$, $\eta_{Motor}=0,866$

Ermittlung der Motormomente beim Beschleunigen und Verzögern

Beschleunigungs- und Verzögerungsmoment für den Motor:

$$\begin{aligned} M_{b \text{ Motor}} = M_{v \text{ Motor}} &= J_{\text{Motor}} \cdot \alpha_{\text{Last}} \cdot i \\ &= 0,017 \cdot 2,59 \cdot 16 = 0,704 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Motormoment beim Beschleunigen:

$$\begin{aligned} M_{\text{Motor}} &= M_{b \text{ Motor}} + (M_{b \text{ Last}} + M_{\text{Last}}) \cdot \frac{1}{i \cdot \eta} \\ &= 0,704 + (411,38 + 183,45) \cdot \frac{1}{16 \cdot 0,75} = 50,27 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Motormoment beim Verzögern:

$$\begin{aligned} M_{\text{Motor}} &= -M_{v \text{ Motor}} + (-M_{v \text{ Last}} + M_{\text{Last}}) \cdot \frac{\eta}{i} \\ &= -0,704 + (-411,38 + 183,45) \cdot \frac{0,75}{16} = -11,39 \text{ Nm} \quad (\text{generatorischer Betrieb}) \end{aligned}$$

Das größte Motormoment wird beim Beschleunigen benötigt, nämlich 1,62faches Nennmoment des Motors. Die Trägheitsmomente für Getriebe, Kupplung, Bremse und sonstige rotierende Massen wurden vernachlässigt.

Beschleunigungszeit bzw. Verzögerungszeit:

$$t_b = t_v = \frac{v_{\max}}{a_{\max}} = \frac{2,66}{0,44} = 6 \text{ s}$$

Überprüfung der Rutschbedingung

Damit die Antriebsräder beim Anfahren nicht durchdrehen muß gelten:

$$\sum F_R > F_b$$

Dabei ist:

$$F_b = m \cdot a_{b \max} = 5500 \cdot 0,44 = 2420 \text{ N} \quad (\text{Beschleunigungskraft})$$

Bei einer angetriebenen Achse von zwei Achsen und bei Annahme von halbem Fahrzeuggewicht auf der angetriebenen Achse ergibt sich:

$$\sum F_R = \frac{1}{2} \cdot m \cdot g \cdot \mu = \frac{1}{2} \cdot 5500 \cdot 9,81 \cdot 0,15 = 4047 \text{ N} \quad (\text{Summe der Reibkräfte})$$

Damit ist obige Bedingung erfüllt.

Ermittlung der maximalen Bremsleistung

Die maximale Motorleistung im generatorischen Betrieb tritt zu Beginn des Verzögerns bei maximaler Motordrehzahl auf.

$$P_{br \text{ Motor max}} = \frac{M_{\text{Motor v}} \cdot n_{\text{Motor max}}}{9550} = -\frac{11,39 \cdot 2391}{9550} = -2,85 \text{ kW}$$

Auswahl des Umrichters

Für das größte benötigte Motormoment ergibt sich ein Motorstrom von etwa:

$$I_{\text{Motor max}} \approx \sqrt{\left(\frac{M_{\text{Motor max}}}{M_{\text{Motor n}}}\right)^2 \cdot (I_{\text{Motor n}}^2 - I_{\mu n}^2) \cdot k_n^2 + I_{\mu n}^2 \cdot \frac{1}{k_n^2}}$$

$$k_n = \frac{n_{\text{Mot max}}}{n_{\text{Mot n}}} = \frac{2391}{2300} = 1,0396 \quad \text{Feldschwächfaktor}$$

Mit $I_{\mu n} = 8,2 \text{ A}$ erhält man:

$$I_{\text{Motor max}} \approx \sqrt{\left(\frac{50,27}{31}\right)^2 \cdot (17^2 - 8,2^2) \cdot 1,0396^2 + 8,2^2 \cdot \frac{1}{1,0396^2}} = 26,3 \text{ A} \quad \text{für } t_b = 6 \text{ s}$$

Gewählter Umrichter:

6SE7022-6EC61

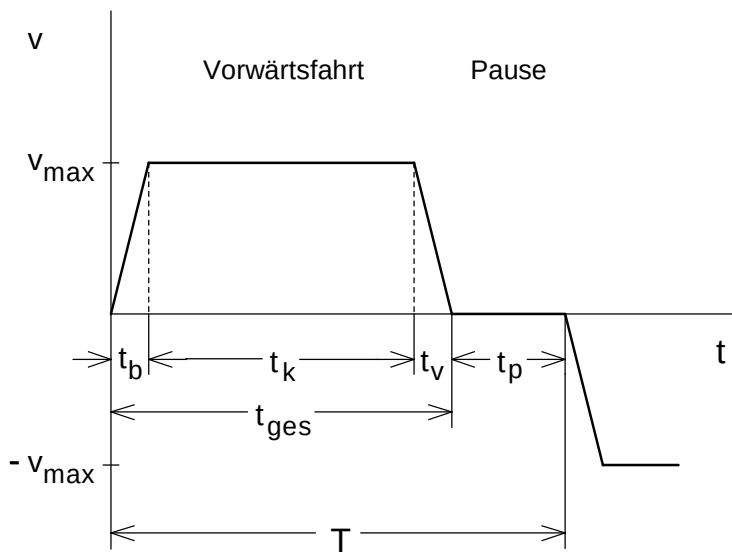
$P_{U n} = 11 \text{ kW}$; $I_{U n} = 25,5 \text{ A}$; $I_{U \text{ max}} = 34,8 \text{ A}$

Regelungsart n-Regelung

Auslegung des Bremswiderstandes

Der Bremswiderstand kommt während des Verzögerens zum Einsatz. Da die Verhältnisse bzgl. Bremsung bei Vorwärts- und Rückwärtsfahrt gleich sind, genügt es, nur die Vorwärtsfahrt zu betrachten.

Geschwindigkeits-Zeit-Diagramm für Vorwärtsfahrt



$$t_p = 10 \text{ s}$$

$$t_v = t_b = 6 \text{ s}$$

$$s_{\max} = 42,6 \text{ m}$$

Damit ergibt sich die Gesamtzeit für den maximalen Verfahrweg:

$$\begin{aligned} t_{\text{ges}} &= 2 \cdot t_b + \frac{s_{\max} - v_{\max} \cdot t_b}{v_{\max}} \\ &= 2 \cdot 6 + \frac{42,6 - 2,66 \cdot 6}{2,66} = 22 \text{ s} \end{aligned}$$

Zeit für die Fahrt mit konstanter Geschwindigkeit:

$$t_k = t_{\text{ges}} - 2 \cdot t_b = 22 - 2 \cdot 6 = 10 \text{ s}$$

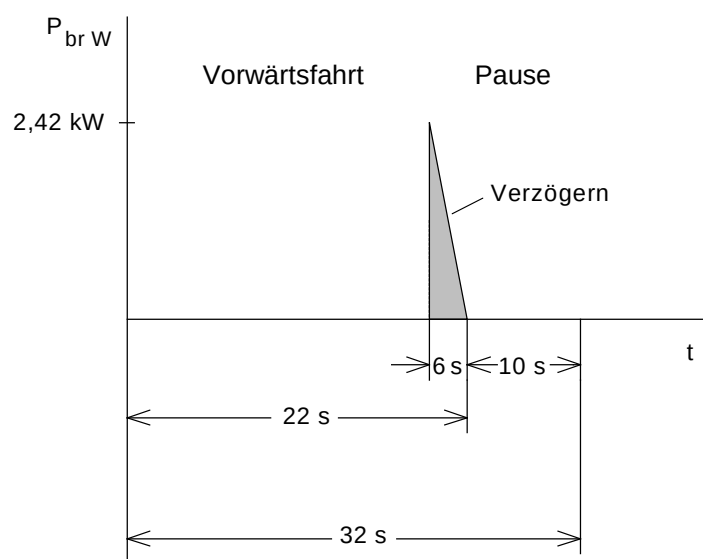
Zykluszeit für Vorwärts- bzw. Rückwärtsfahrt:

$$T = t_{ges} + t_p = 22 + 10 = 32 \text{ s}$$

Maximale Bremsleistung für den Bremswiderstand:

$$P_{br W \max} = P_{br Motor \max} \cdot \eta_{Motor} \cdot \eta_{WR} = 2,85 \cdot 0,866 \cdot 0,98 = 2,42 \text{ kW}$$

Bremsdiagramm



Bremsenergie für einen Zyklus (entspricht der Fläche im Bremsdiagramm):

$$W_{br} = \frac{1}{2} \cdot P_{br W \max} \cdot t_v = \frac{1}{2} \cdot 2,42 \cdot 6 = 7,26 \text{ kW s}$$

Für den Bremswiderstand muß gelten:

$$\frac{W_{br}}{T} = \frac{7,26}{32} = 0,227 \text{ kW} \leq P_{br \text{ Dauer}}$$

Mit

$$P_{br \text{ Dauer}} = \frac{P_{20}}{36} \quad (\text{bei internem Bremswiderstand})$$

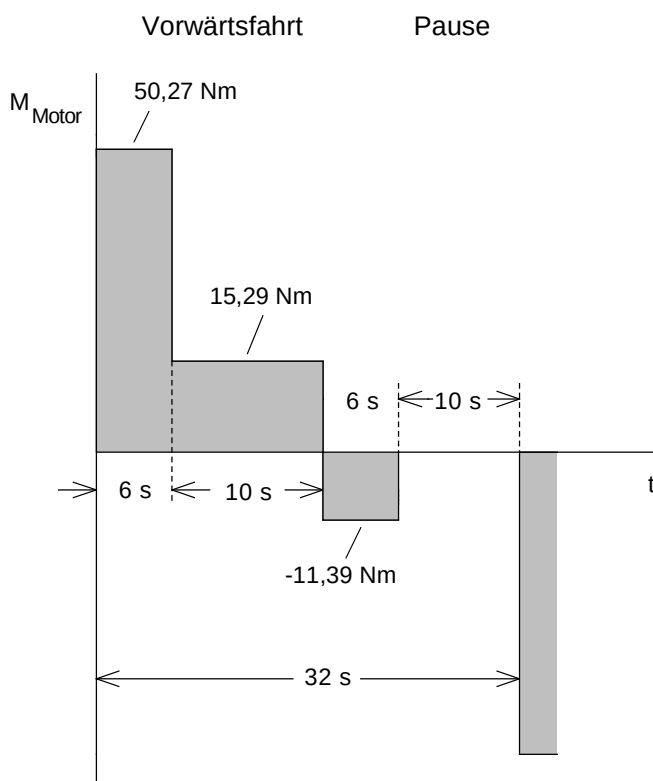
erhält man

$$36 \cdot 0,227 = 8,17 \text{ kW} \leq P_{20}$$

Gewählt wird daher eine Bremsseinheit mit $P_{20} = 10 \text{ kW}$ (6SE7021-6ES87-2DA0). Der interne Bremswiderstand ist ausreichend.

Thermische Überprüfung des Motors

Momentenverlauf für die Vorwärtsfahrt



Aus dem Momentenverlauf ergibt sich das effektive Moment zu:

$$\begin{aligned}
 M_{\text{eff}} &= \sqrt{\frac{50,27^2 \cdot 6 + 15,29^2 \cdot 10 + 11,39^2 \cdot 6}{6 + 10 + 6 + 10}} \\
 &= \sqrt{\frac{18278,7}{23}} \\
 &= 23,9 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

Das berechnete effektive Moment ist kleiner als das Motornennmoment mit 30 Nm. Der Betrieb ist also thermisch zulässig. Bei der Berechnung des Effektivwertes wurde der geringfügige Feldschwächbereich vernachlässigt.

Hubantrieb

Daten des Antriebs

Zu fördernde Masse	m	= 1350 kg
Lastraddurchmesser	D	= 0,315
Getriebeübersetzung	i	= 63,3
Mech. Wirkungsgrad	η	= 0,7
Max. Hubgeschwindigkeit	$v_{\max}$	= 0,6 m/s
Max. Beschleunigung	$a_{\max}$	= 0,6 m/s ²
Max. Höhe	$h_{\max}$	= 6 m
Pausenzeit nach einem Hub- bzw. Senkvorgang	t_p	= 8 s

Heben der Last mit konstanter Geschwindigkeit

Hubkraft, Lastmoment:

$$F_H = m \cdot g$$

$$= 1350 \cdot 9,81 = 13243,5 \text{ N}$$

$$M_{\text{Last}} = F_H \cdot \frac{D}{2}$$

$$= 13243,5 \cdot \frac{0,315}{2} = 2085,9 \text{ Nm}$$

Motorleistung, Motormoment:

$$P_{Motor} = \frac{F_H \cdot v_{max}}{\eta \cdot 10^3} = \frac{13243,5 \cdot 0,6}{0,7 \cdot 10^3} = 11,35 \text{ kW}$$

$$M_{Motor} = \frac{M_{Last}}{i \cdot \eta} = \frac{2085,9}{63,3 \cdot 0,7} = 47,1 \text{ Nm}$$

Drehzahl des Motors bei v_{max} :

$$n_{Motor \max} = i \cdot n_{Last \max} = i \cdot \frac{v_{max} \cdot 60}{\pi \cdot D} = 63,3 \cdot \frac{0,6 \cdot 60}{\pi \cdot 0,315} = 2303 \text{ min}^{-1}$$

Senken der Last mit konstanter Geschwindigkeit

Motorleistung, Motormoment:

$$P_{Motor} = -\frac{F_H \cdot v_{max}}{10^3} \cdot \eta = -\frac{13243,5 \cdot 0,6}{10^3} \cdot 0,7 = -5,56 \text{ kW} \quad (\text{generatorischer Betrieb})$$

$$M_{Motor} = \frac{M_{Last}}{i} \cdot \eta = \frac{2085,9}{63,3} \cdot 0,7 = 23,07 \text{ Nm}$$

Ermittlung der Lastmomente beim Beschleunigen und Verzögern

Winkelbeschleunigung des Lastrades:

$$\alpha_{Last} = a_{max} \cdot \frac{2}{D} = 0,6 \cdot \frac{2}{0,315} = 3,81 \text{ s}^{-2}$$

Trägheitsmoment der Last bezogen auf das Lastrad:

$$\begin{aligned} J_{Last} &= m \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2 \\ &= 1350 \cdot \left(\frac{0,315}{2}\right)^2 = 33,49 \text{ kgm}^2 \end{aligned}$$

Beschleunigungsmoment für die Last:

$$\begin{aligned} M_{b \text{ Last}} &= J_{\text{Last}} \cdot \alpha_{\text{Last}} \\ &= 33,49 \cdot 3,81 = 127,58 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Da die Verzögerung gleich der Beschleunigung ist gilt:

$$M_{v \text{ Last}} = M_{b \text{ Last}}$$

Auswahl des Motors

Durch Probieren (siehe Ermittlung der Motormomente) wird folgender Motor ausgewählt:

1PA6 103-4HG., $P_n=7,5 \text{ kW}$, $M_n=31 \text{ Nm}$, $n_n=2300 \text{ min}^{-1}$, $I_n=17 \text{ A}$, $I_\mu=8,2 \text{ A}$
 $J_{\text{Motor}}=0,017 \text{ kgm}^2$, $\eta_{\text{Motor}}=0,866$

Ermittlung der Motormomente beim Beschleunigen und Verzögern

Beschleunigungs- und Verzögerungsmoment für den Motor:

$$\begin{aligned} M_{b \text{ Motor}} &= M_{v \text{ Motor}} = J_{\text{Motor}} \cdot \alpha_{\text{Last}} \cdot i \\ &= 0,017 \cdot 3,81 \cdot 63,3 = 4,1 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Heben der Last, Motormoment beim Beschleunigen:

$$\begin{aligned} M_{\text{Motor}} &= M_{b \text{ Motor}} + (M_{b \text{ Last}} + M_{\text{Last}}) \cdot \frac{1}{i \cdot \eta} \\ &= 4,1 + (127,58 + 2085,9) \cdot \frac{1}{63,3 \cdot 0,7} = 54,05 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Heben der Last, Motormoment beim Verzögern:

$$\begin{aligned} M_{\text{Motor}} &= -M_{v \text{ Motor}} + (-M_{v \text{ Last}} + M_{\text{Last}}) \cdot \frac{1}{i \cdot \eta} \\ &= -4,1 + (-127,58 + 2085,9) \cdot \frac{1}{63,3 \cdot 0,7} = 40,1 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Senken der Last, Motormoment beim Beschleunigen:

$$\begin{aligned}
 M_{Motor} &= -M_{b\ Motor} + (-M_{b\ Last} + M_{Last}) \cdot \frac{\eta}{i} \\
 &= -4,1 + (-127,58 + 2085,9) \cdot \frac{0,7}{63,3} = 17,55\ Nm \quad (\text{generatorischer Betrieb})
 \end{aligned}$$

Senken der Last, Motormoment beim Verzögern:

$$\begin{aligned}
 M_{Motor} &= M_{v\ Motor} + (M_{v\ Last} + M_{Last}) \cdot \frac{\eta}{i} \\
 &= 4,1 + (127,58 + 2085,9) \cdot \frac{0,7}{63,3} = 28,58\ Nm \quad (\text{generatorischer Betrieb})
 \end{aligned}$$

Das größte Motormoment wird beim Beschleunigen während des Hebens der Last benötigt, nämlich 1,74faches Nennmoment des Motors. Das größte Motormoment im generatorischen Betrieb wird beim Verzögern während des Senkens der Last benötigt. Der Beschleunigungs- bzw. Verzögerungsanteil ist hier gering gegenüber dem Lastmoment. Die Trägheitsmomente für Getriebe, Bremse und Kupplung wurden vernachlässigt.

Beschleunigungszeit bzw. Verzögerungszeit:

$$t_b = t_v = \frac{v_{\max}}{a_{\max}} = \frac{0,6}{0,6} = 1\ s$$

Ermittlung der maximalen Bremsleistung

Die maximale Motorleistung im generatorischen Betrieb tritt zu Beginn des Verzögerns bei maximaler Motordrehzahl während des Senkens der Last auf.

$$P_{br\ Motor\ max} = \frac{M_{Motor\ v} \cdot n_{Motor\ max}}{9550} = -\frac{28,58 \cdot 2303}{9550} = -6,89\ kW$$

Auswahl des Umrichters

Für das größte benötigte Motormoment ergibt sich ein Motorstrom von etwa:

$$I_{Motor\ max} \approx \sqrt{\left(\frac{M_{Motor\ max}}{M_{Motor\ n}}\right)^2 \cdot (I_{Motor\ n}^2 - I_{\mu n}^2) + I_{\mu n}^2}$$

Mit $I_{\mu n} = 8,2 \text{ A}$ erhält man:

$$I_{Motor \max} \approx \sqrt{\left(\frac{54,05}{31}\right)^2 \cdot (17^2 - 8,2^2) + 8,2^2} = 27,2 \text{ A} \quad \text{für } t_b = 1 \text{ s}$$

Für Sättigungseinflüsse wird noch 5% zugeschlagen so daß sich ein max. Motorstrom von 28,5 A ergibt.

Gewählter Umrichter:

6SE7022-6EC61

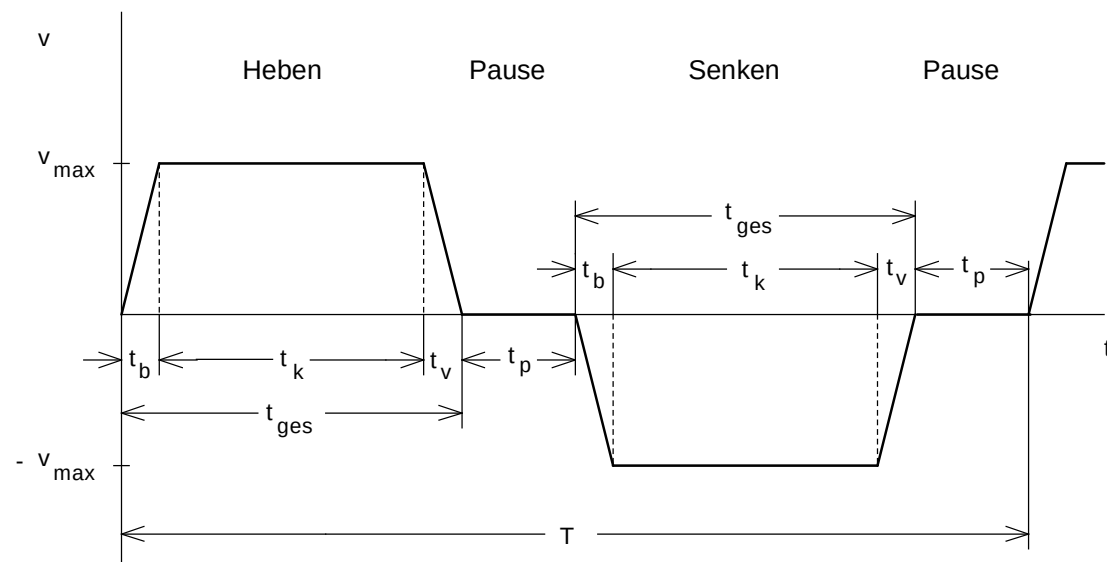
$P_{U n} = 11 \text{ kW}$; $I_{U n} = 25,5 \text{ A}$; $I_{U \max} = 34,8 \text{ A}$

Regelungsart n-Regelung

Auslegung des Bremswiderstandes

Der Bremswiderstand kommt beim Senken der Last zum Einsatz.

Geschwindigkeits-Zeit-Diagramm für Heben und Senken



$$t_p = 8 \text{ s}$$

$$t_v = t_b = 1 \text{ s}$$

$$h_{\max} = 6 \text{ m}$$

Damit ergibt sich die Gesamtzeit für $h_{\max}$:

$$t_{ges} = 2 \cdot t_b + \frac{h_{\max} - v_{\max} \cdot t_b}{v_{\max}}$$

$$= 2 \cdot 1 + \frac{6 - 0,6 \cdot 1}{0,6} = 11 \text{ s}$$

Zeit für die Fahrt mit konstanter Geschwindigkeit:

$$t_k = t_{ges} - 2 \cdot t_b = 11 - 2 \cdot 1 = 9 \text{ s}$$

Zykluszeit für Heben und Senken :

$$T = 2 \cdot (t_{ges} + t_p) = 2 \cdot (11 + 8) = 38 \text{ s}$$

Maximale Bremsleistung für den Bremswiderstand während des Verzögerns:

$$P_{br W \max v} = P_{br Motor \max v} \cdot \eta_{Motor} \cdot \eta_{WR} = 6,89 \cdot 0,866 \cdot 0,98 = 5,85 \text{ kW}$$

Maximale Bremsleistung für den Bremswiderstand während des Beschleunigens:

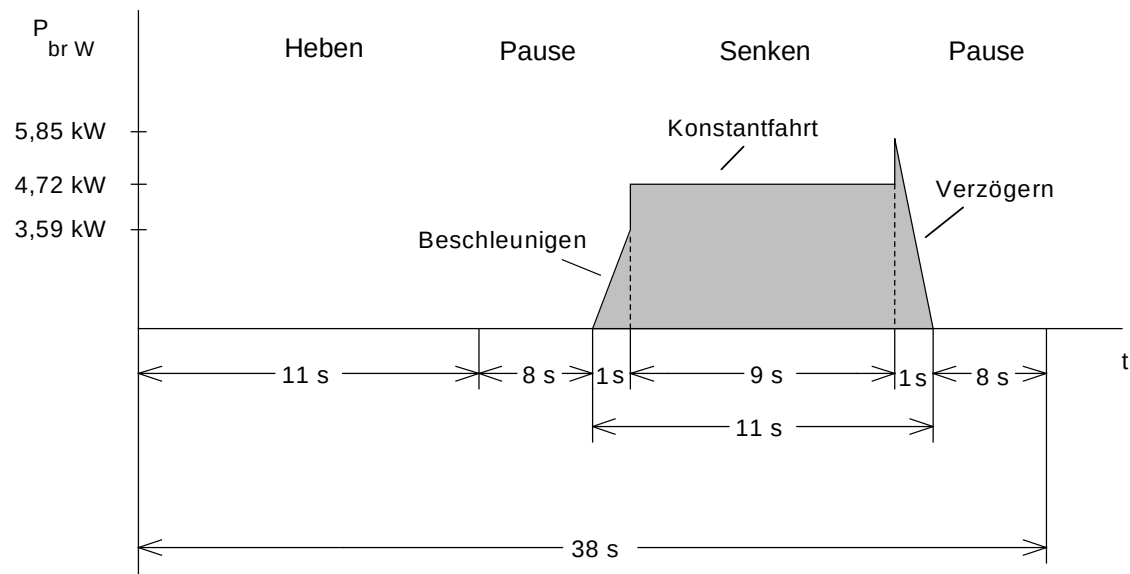
$$P_{br W \max b} = P_{br Motor \max b} \cdot \eta_{Motor} \cdot \eta_{WR} = \frac{M_{Motor b} \cdot n_{Motor \max}}{9550} \cdot \eta_{Motor} \cdot \eta_{WR}$$

$$= \frac{17,55 \cdot 2303}{9550} \cdot 0,866 \cdot 0,98 = 3,59 \text{ kW}$$

Bremsleistung für den Bremswiderstand während der Konstantfahrt:

$$P_{br W konst} = P_{br Motor konst} \cdot \eta_{Motor} \cdot \eta_{WR} = 5,56 \cdot 0,866 \cdot 0,98 = 4,72 \text{ kW}$$

Bremsdiagramm



Bremsenergie für einen Zyklus (entspricht der Fläche im Bremsdiagramm):

$$\begin{aligned}
 W_{br} &= \frac{1}{2} \cdot P_{br W \max b} \cdot t_b + P_{br W \text{ konst}} \cdot t_k + \frac{1}{2} \cdot P_{br W \max v} \cdot t_v \\
 &= \frac{1}{2} \cdot 3,59 \cdot 1 + 4,72 \cdot 9 + \frac{1}{2} \cdot 5,85 \cdot 1 = 47,2 \text{ kWs}
 \end{aligned}$$

Für den Bremswiderstand muß gelten:

$$\frac{W_{br}}{T} = \frac{47,2}{38} = 1,24 \text{ kW} \leq P_{br \text{ Dauer}}$$

Mit

$$P_{br \text{ Dauer}} = \frac{P_{20}}{4,5} \quad (\text{bei externem Bremswiderstand})$$

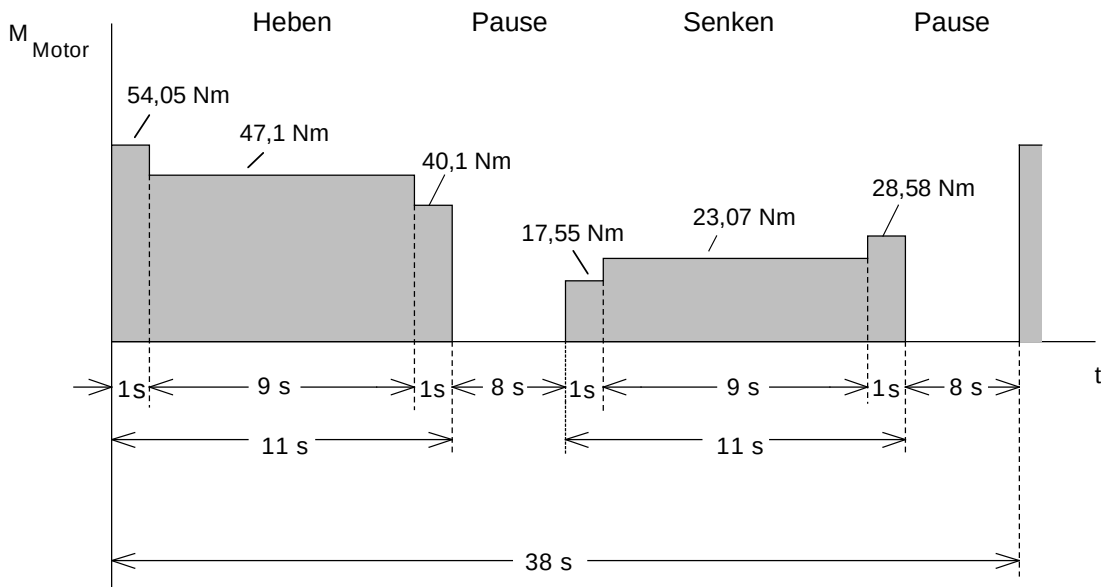
erhält man

$$4,5 \cdot 1,24 = 5,58 \text{ kW} \leq P_{20}$$

Gewählt wird daher eine Bremsseinheit mit $P_{20} = 10 \text{ kW}$ (6SE7021-6ES87-2DA0) mit externem Bremswiderstand (6SE7021-6ES87-2DC0).

Thermische Überprüfung des Motors

Momentenverlauf für Heben und Senken



Aus dem Momentenverlauf ergibt sich das effektive Moment zu:

$$\begin{aligned}
 M_{\text{eff}} &= \sqrt{\frac{54,05^2 \cdot 1 + 47,1^2 \cdot 9 + 40,1^2 \cdot 1 + 17,55^2 \cdot 1 + 23,07^2 \cdot 9 + 28,58^2 \cdot 1}{2 \cdot (1 + 9 + 1 + 8)}} \\
 &= \sqrt{\frac{30410}{38}} \\
 &= 28,3 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

Das berechnete effektive Moment ist kleiner als das Motornennmoment mit 31 Nm. Der Betrieb ist also thermisch zulässig.

Einsatz einer Ein-/Rückspeiseeinheit mit Wechselrichtern

Alternativ kann statt des Einsatzes von 3 Umrichtern mit Bremseinheiten auch ein Mehrmotoren-antriebssystem mit Ein-/Rückspeiseeinheit, DC-Schiene und 3 Wechselrichtern aufgebaut werden.

Auswahl der Ein-/Rückspeiseeinheit

Die gegenüber dem Fahr- und Hubabtrieb geringe Leistung des Teleskopantriebes kann bei der Auslegung der Ein-/Rückspeiseeinheit vernachlässigt werden, da der Teleskopantrieb immer nur allein in Betrieb ist. Demgegenüber können der Fahr- und Hubantrieb gleichzeitig in Betrieb sein. Bei der Auswahl wird nun davon ausgegangen, daß im ungünstigsten Fall beim Beschleunigen die maximale Leistung und damit der maximale Zwischenkreisstrom bei beiden Antrieben gleichzeitig auftritt.

Maximale Motorleistung und maximaler Zwischenkreisstrom beim Fahrentrieb:

$$P_{Motor \max Fahr} = \frac{M_{Motor \max Fahr} \cdot n_{\max Fahr}}{9550} = \frac{50,27 \cdot 2391}{9550} = 12,59 \text{ kW}$$

$$I_{ZK \max Fahr} = \frac{P_{Motor \max Fahr}}{U_{ZK} \cdot \eta_{Motor Fahr} \cdot \eta_{WR}} = \frac{12,59 \cdot 10^3}{1,35 \cdot 400 \cdot 0,866 \cdot 0,98} = 27,47 \text{ A}$$

Maximale Motorleistung und maximaler Zwischenkreisstrom beim Hubantrieb:

$$P_{Motor \max Hub} = \frac{M_{Motor \max Hub} \cdot n_{\max Hub}}{9550} = \frac{54,05 \cdot 2303}{9550} = 13,03 \text{ kW}$$

$$I_{ZK \max Hub} = \frac{P_{Motor \max Hub}}{U_{ZK} \cdot \eta_{Motor Hub} \cdot \eta_{WR}} = \frac{13,03 \cdot 10^3}{1,35 \cdot 400 \cdot 0,866 \cdot 0,98} = 28,43 \text{ A}$$

Maximal tritt also ein Zwischenkreisstrom auf von:

$$I_{ZK \max ges} = I_{ZK \max Fahr} + I_{ZK \max Hub} = 27,47 + 28,43 = 55,9 \text{ A}$$

Gewählte Ein-/Rückspeiseeinheit:

6SE7024-1EC85-1AA0

$P_n = 15 \text{ kW}$; $I_{ZK n} = 41 \text{ A}$; $I_{ZK \max} = 56 \text{ A}$

Auswahl des Rückspeisetransformators

Für die Auswahl des Rückspeisetransformators wird der effektive Zwischenkreisstrom für die Ein-/Rückspeiseeinheit im Rückspeisebetrieb berechnet. Weiter vorn wurden für die Auslegung der Bremswiderstände die im Zwischenkreis auftretenden Bremsleistungen $P_{br W} = P_{br ZK}$ schon für Fahr- und Hubantrieb berechnet. Dabei wurde jeweils der Wechselrichterwirkungsgrad vernachlässigt. Damit liegt man aber der sicheren Seite. Mit der Beziehung

$$I_{ZK gen} = \frac{P_{br ZK}}{U_{ZK}}$$

ergibt sich dann für den Effektivwert im Rückspeisebetrieb:

$$I_{ZK gen eff} = \frac{P_{br ZK eff}}{U_{ZK}}$$

Den Effektivwert der Bremsleistung im Zwischenkreis erhält man mit den in den Bremsdiagrammen für Fahr- und Hubantrieb angegebenen Bremsleistungen $P_{br W}$ zu:

$$P_{br ZK eff} = \sqrt{\frac{\frac{1}{3} \cdot 2,42^2 \cdot 6 + \frac{1}{3} \cdot 3,59^2 \cdot 1 + 4,72^2 \cdot 9 + \frac{1}{3} \cdot 5,85^2 \cdot 1}{38}} = 2,45 \text{ kW}$$

Zur Berechnung des Effektivwertes bei den nichtkonstanten Abschnitten wurde dabei die Beziehung

$$\int_i^{i+1} P_{br W}^2 \cdot dt = \frac{1}{3} \cdot (P_{br W i}^2 + P_{br W i+1}^2 + P_{br W i} \cdot P_{br W i+1}) \cdot \Delta t_i$$

herangezogen. Als Zeitintervall wurde die Zykluszeit für den Hubabtrieb mit 38 s eingesetzt.

Für den Effektivwert des Zwischenkreisstromes erhält man nun:

$$I_{ZK gen eff} = \frac{2,45 \cdot 10^3}{1,35 \cdot 400} = 4,54 \text{ A}$$

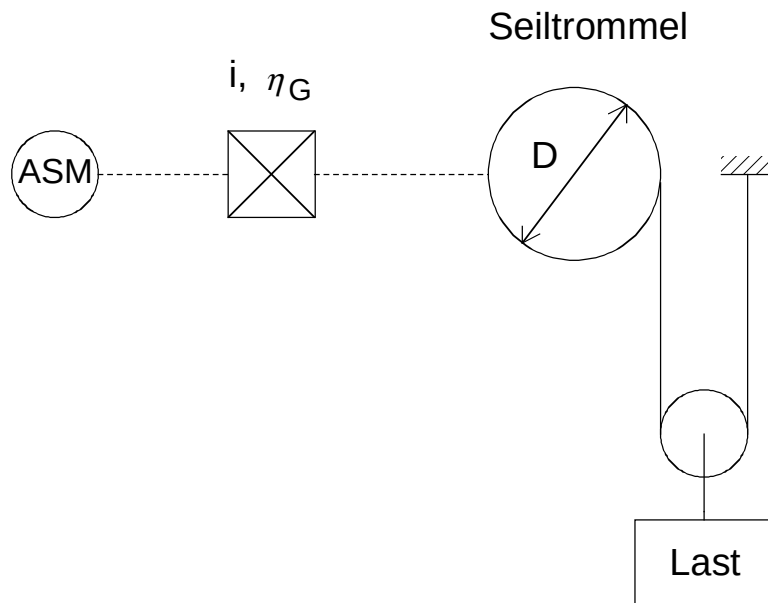
Der bei einem Rückspeisetransformator mit 25% ED zulässige Effektivwert beträgt:

$$I_{ZK eff zul} = I_{ZK n} \cdot 0,92 \cdot \sqrt{\frac{25}{100}} = I_{ZK n} \cdot 0,46 = 41 \cdot 0,46 = 18,86 \text{ A}$$

Ein 25% ED Rückspeisetransformator 4AP2795-0UA01-8A ist also ausreichend. Zusätzlich wird eine 4% u_K Netzdrossel 4EP3900-5US benötigt.

3.1.5 Hubantrieb für 20 t Portalkran

Es handelt sich um ein viersträngiges Hubwerk mit 2 Seilabläufen. Die Prüflast beträgt 25 t. Hier war ursprünglich ein 6poliger Schleifringläufermotor am Netz mit $P_n=21,5$ kW eingesetzt, der jetzt durch einen 6poligen Asynchronmotor mit $P_n=22$ kW ersetzt wurde.



Daten des Hubwerks

Seiltrommeldurchmesser	D	= 0,6 m
Getriebeübersetzung	i	= 177
Getriebewirkungsgrad	η_G	= 0,9
Zulässige Last	Q	= 20 t
Prüflast	$Q_{\max}$	= 25 t
Beschleunigungszeit, Verzögerungszeit	t_b, t_v	= 10 s
Motornennleistung	P_n	= 22 kW
Motornennmoment	M_n	= 215 Nm
Motorenndrehzahl	n_n	= 975 min ⁻¹
Trägheitsmoment des Motors	J_{Motor}	= 0,33 kgm ²
Maximale Hubhöhe	$h_{\max}$	= 5 m

Heben der Last mit konstanter Geschwindigkeit

Hubkraft und Lastmoment an der Seiltrommel:

$$F_H = \frac{m_{Last} \cdot g}{2} = \frac{20 \cdot 10^3 \cdot 9,81}{2} = 98100 \text{ N}$$

$$M_{Last} = F_H \cdot \frac{D}{2} = 98100 \cdot \frac{0,6}{2} = 29430 \text{ Nm}$$

Umfangsgeschwindigkeit an der Seiltrommel:

$$\begin{aligned} v_{Tr \max} &= \frac{\omega_{n \text{ Motor}}}{i} \cdot \frac{D}{2} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{n \text{ Motor}}}{i \cdot 60} \cdot \frac{D}{2} \\ &= \frac{2 \cdot \pi \cdot 975}{177 \cdot 60} \cdot \frac{0,6}{2} = 0,173 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Motorleistung, Motormoment:

$$P_{Motor} = \frac{F_H \cdot v_{Tr \max}}{\eta_G \cdot 10^3} = \frac{98100 \cdot 0,173}{0,9 \cdot 10^3} = 18,86 \text{ kW}$$

$$M_{Motor} = \frac{M_{Last}}{i \cdot \eta_G} = \frac{29430}{177 \cdot 0,9} = 184,7 \text{ Nm}$$

Bei der Prüflast von 25 t ergibt sich eine Motorleistung von 23,57 kW und ein Motormoment von 231 Nm. Der gewählte 22 kW-Motor ist ausreichend, da es sich um Aussetzbetrieb handelt.

Senken der Last mit konstanter Geschwindigkeit

Motorleistung, Motormoment:

$$P_{Motor} = -\frac{F_H \cdot v_{Tr \max}}{10^3} \cdot \eta_G = -\frac{98100 \cdot 0,173}{10^3} \cdot 0,9 = -15,27 \text{ kW} \quad (\text{generatorischer Betrieb})$$

$$M_{Motor} = \frac{M_{Last}}{i} \cdot \eta_G = \frac{29430}{177} \cdot 0,9 = 149,6 \text{ Nm}$$

Ermittlung der Motormomente beim Beschleunigen

Winkelbeschleunigung des Motors:

$$\begin{aligned}\alpha_{Motor} &= \frac{\omega_{n Motor}}{t_b} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{n Motor}}{60 \cdot t_b} \\ &= \frac{2 \cdot \pi \cdot 975}{60 \cdot 10} = 10,2 \text{ s}^{-2}\end{aligned}$$

Beschleunigungsmoment für Motor+Getriebe:

$$\begin{aligned}M_{b Motor+Getriebe} &= (J_{Motor} + J_{Getriebe}) \cdot \alpha_{Motor} \\ &= (0,33 + 0) \cdot 10,2 = 3,37 \text{ Nm}\end{aligned}$$

($J_{Getriebe}$ vernachlässigt)

Trägheitsmoment der Last bezogen auf die Seiltrommel:

$$\begin{aligned}J_{Last} &= \frac{1}{4} \cdot m_{Last} \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2 \\ &= \frac{1}{4} \cdot 20 \cdot 10^3 \cdot \left(\frac{0,6}{2}\right)^2 = 450 \text{ kgm}^2\end{aligned}$$

Trägheitsmoment der Seiltrommel:

$$J_{Tr} = 20 \text{ kgm}^2 \text{ (geschätzt)}$$

Beschleunigungsmoment für Last+Seiltrommel:

$$\begin{aligned}M_{b Last+Tr} &= (J_{Last} + J_{Tr}) \cdot \alpha_{Tr} = (J_{Last} + J_{Tr}) \cdot \frac{\alpha_{Motor}}{i} \\ &= (450 + 20) \cdot \frac{10,2}{177} = 27,08 \text{ Nm}\end{aligned}$$

Heben der Last, Motormoment beim Beschleunigen:

$$\begin{aligned}M_{Motor} &= M_{b Motor+Getriebe} + (M_{b Last+Tr} + M_{Last}) \cdot \frac{1}{i \cdot \eta_G} \\ &= 3,37 + (27,08 + 29430) \cdot \frac{1}{177 \cdot 0,9} \\ &= 3,37 + 0,17 + 184,7 = 188,24 \text{ Nm}\end{aligned}$$

Wegen der hier relativ langen Hochlaufzeit sind die Beschleunigungsmomente gering gegenüber dem Lastmoment.

Auswahl von Motor und Umrichter

Gewählter Motor:

1LA5 207-6

$P_n=22 \text{ kW}$; $I_{\text{Motor } n}=42,5 \text{ A}$; $M_n=215 \text{ Nm}$; $\eta_{\text{Motor}}=90,8\%$; $J_{\text{Motor}}=0,33 \text{ kgm}^2$

Gewählter Umrichter:

6SE7027-2ED61

$P_{U n}=37 \text{ kW}$; $I_{U n}=72 \text{ A}$; $I_{U \max}=98 \text{ A}$

Regelungsart f-Regelung

Der Maximalstrom des 37 kW-Umrichters beträgt 98 A. Damit kann der 22 kW-Motor ($I_{\text{Motor } n}=42,5 \text{ A}$) problemlos auch mit schwebender Prüflast von 25 t anfahren. Der Anfahrstrom muß so hoch eingestellt werden, daß die Last bei der Bremsfreigabe nicht durchsackt und daß es beim Übergang gesteuert/geregelt keine Probleme gibt. Es ist günstig, die Schlupffrequenz bei der Bremsfreigabe etwas höher als die Nennschlupffrequenz einzustellen.

Nennschlupffrequenz des Motors:

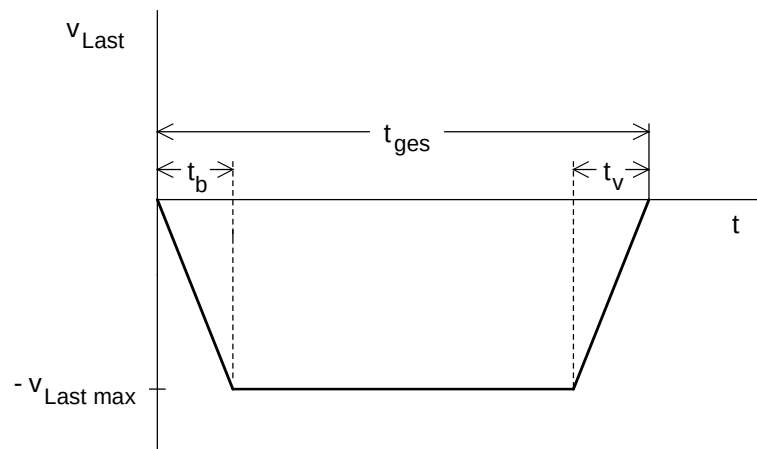
$$f_{\text{Schlupf } n} = \frac{n_s - n_n}{n_s} \cdot 50 \text{ Hz} = \frac{1000 - 975}{1000} \cdot 50 = 1,25 \text{ Hz}$$

Wegen der relativ langen Hochlaufzeit von 10 s auf 50 Hz konnte die Bremsfreigabe einfach über die Meldung $f_U \geq f_x$ mit $f_x = 2 \text{ Hz}$ erfolgen. In der dann zur Verfügung stehenden Zeit von 0,4 s bis zur Bremsfreigabe hat sich auf jeden Fall der Fluß schon aufgebaut.

Auslegung des Bremswiderstandes

Der Bremswiderstand kommt beim Senken der Last zum Einsatz. Wegen des hier geringen Einflusses der Beschleunigungs- bzw. Verzögerungsmomente wird nur die Bremsleistung aufgrund des konstanten Lastmomentes beim Senken berücksichtigt. Betrachtet wird der ungünstigste Fall des Senkens mit Nennlast aus voller Höhe.

Geschwindigkeits-Zeit-Diagramm für Senken der Last aus $h_{\max}=5 \text{ m}$



$$v_{Last \max} = \frac{v_{Tr \max}}{2} = 0,0865 \text{ m/s}$$

$$t_v = t_b = 10 \text{ s}$$

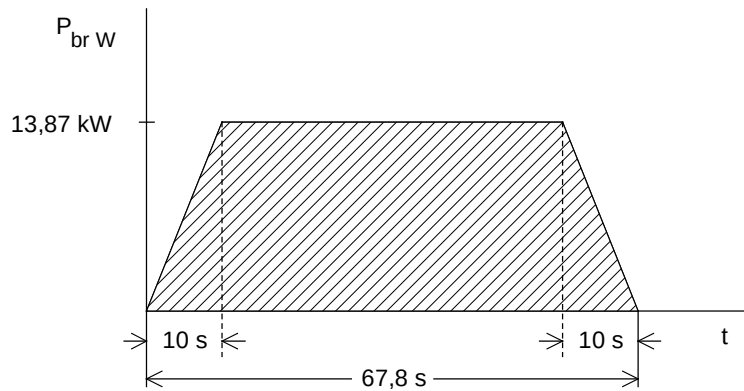
Gesamtzeit für den Senkvorgang:

$$\begin{aligned} t_{ges} &= t_{br} = 2 \cdot t_b + \frac{h_{\max} - v_{Last \max} \cdot t_b}{v_{Last \max}} \\ &= 2 \cdot 10 + \frac{5 - 0,0865 \cdot 10}{0,0865} = 67,8 \text{ s} \end{aligned}$$

Maximale Bremsleistung für den Bremswiderstand:

$$\begin{aligned} P_{br W \max} &= \frac{F_H \cdot v_{Tr \max}}{10^3} \cdot \eta_G \cdot \eta_{Motor} \\ &= \frac{98100 \cdot 0,173}{10^3} \cdot 0,9 \cdot 0,908 = 13,87 \text{ kW} \end{aligned}$$

Bremsdiagramm



Bremsenergie für einen Zyklus von 90 s (entspricht der Fläche im Bremsdiagramm):

$$W_{br} = P_{br W \max} \cdot (t_{ges} - t_b) = 13,87 \cdot (67,8 - 10) = 801,7 \text{ kW s}$$

Für den Bremswiderstand muß gelten:

$$\frac{W_{br}}{T} = \frac{801,7}{90} = 8,91 \text{ kW} \leq P_{br \text{ Dauer}}$$

Mit

$$P_{br \text{ Dauer}} = \frac{P_{20}}{4,5} \quad (\text{bei externem Bremswiderstand})$$

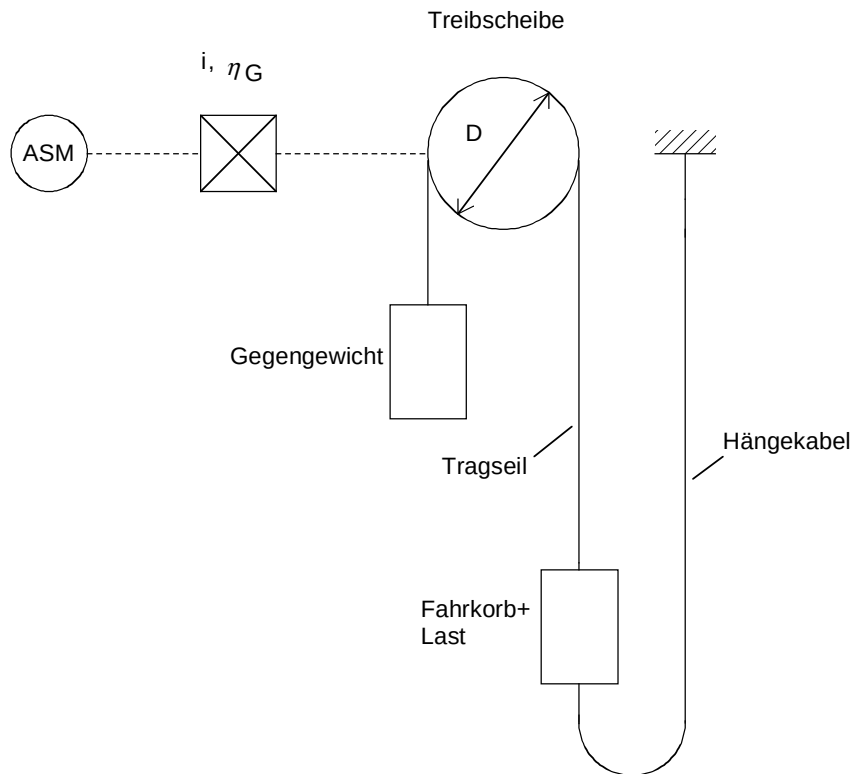
erhält man

$$8,91 \cdot 4,5 = 40,1 \text{ kW} \leq P_{20}$$

Gewählt wird daher eine Bremseinheit mit $P_{20} = 50 \text{ kW}$ (6SE7028-0EA87-2DA0) mit externem Bremswiderstand (6SE7028-0ES87-2DC0).

3.1.6 Aufzugsantrieb

Es handelt sich um einen Personenaufzug mit einer Aufhängung 1:1, einer Tragfähigkeit von 1080 kg für 14 Personen und einer Förderhöhe von 23 m mit 8 Haltestellen. Der Aufzug wird über eine Positionsregelung zur Direkteinfahrt ohne Schleichfahrt betrieben.



Daten des Aufzugs

Treibscheibendurchmesser	D	= 0,64 m
Getriebeübersetzung	i	= 35
Getriebewirkungsgrad	η_G	= 0,69
Tragfähigkeit	Q	= 1080 kg
Max. Masse des Fahrkorbes	$F_{\max}$	= 1200 kg
Max. Masse des Gegengewichtes ($F_{\max} + 0,5Q$)	$G_{\max}$	= 1740 kg
1/2 Hängeseilmasse	$1/2 m_{HK}$	= 28,75 kg
Tragseilmasse	m_{Seil}	= 48,3 kg
Betriebsgeschwindigkeit	$v_{\max}$	= 1,25 m/s
Beschleunigung	$a_{\max}$	= 0,9 m/s ²

Motornennleistung	$P_n = 13,5 \text{ kW}$
Motornennstrom	$I_{\text{Motor } n} = 33,5 \text{ A}$
Motornennmoment	$M_n = 94 \text{ Nm}$
Motorenndrehzahl	$n_n = 1455 \text{ min}^{-1}$
Motorwirkungsgrad	$\eta_{\text{Motor}} = 0,89$
Trägheitsmoment Motor	$J_{\text{Motor}} = 0,21 \text{ kgm}^2$
Trägheitsmoment Winde (bezogen auf Treibscheibe)	$J_W = 105,7 \text{ kgm}^2$
Trägheitsmoment Handrad (bezogen auf Treibscheibe)	$J_H = 27 \text{ kgm}^2$
Förderhöhe	$FH = 23 \text{ m}$

Aufwärtsfahrt mit voller Last und konstanter Geschwindigkeit

Hubkraft:

$$\begin{aligned}
 F_H &= (1,02 \cdot (m_F + m_Q) - 0,97 \cdot m_G + m_{\text{Seil}}) \cdot g \\
 &= (1,02 \cdot (1200 + 1080) - 0,97 \cdot 1740 + 48,3) \cdot 9,81 \\
 &= 6730,6 \text{ N}
 \end{aligned}$$

(1,02; 0,97: Zuschlagsfaktoren)

Lastmoment, Motormoment:

$$\begin{aligned}
 M_{\text{Last}} &= F_H \cdot \frac{D}{2} = 6730,6 \cdot \frac{0,64}{2} = 2153,8 \text{ Nm} \\
 M_{\text{Motor}} &= \frac{M_{\text{Last}}}{i \cdot \eta_G} = \frac{2153,8}{35 \cdot 0,69} = 89,18 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

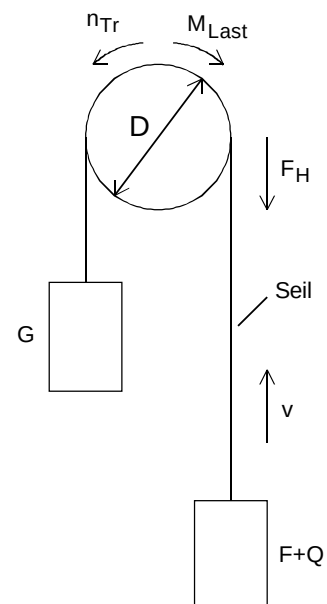
Motorleistung:

$$P_{\text{Motor}} = \frac{F_H \cdot v_{\text{max}}}{\eta_G \cdot 10^3} = \frac{6730,6 \cdot 1,25}{0,69 \cdot 10^3} = 12,2 \text{ kW}$$

Der vorhandene 13,5 kW-Motor ist ausreichend, da es sich um Aussetzbetrieb handelt (siehe thermische Überprüfung weiter hinten).

Drehzahl des Motors bei v_{max} :

$$n_{\text{Motor max}} = i \cdot n_{\text{Tr max}} = i \cdot \frac{v_{\text{max}} \cdot 60}{\pi \cdot D} = 35 \cdot \frac{1,25 \cdot 60}{\pi \cdot 0,64} = 1305 \text{ min}^{-1}$$



Abwärtsfahrt mit voller Last und konstanter Geschwindigkeit

Motormoment, Motorleistung:

$$M_{Motor} = \frac{M_{Last}}{i} \cdot \eta_G = \frac{2153,8}{35} \cdot 0,69 = 42,46 \text{ Nm}$$

$$P_{Motor} = -\frac{F_H \cdot v_{max}}{10^3} \cdot \eta_G = -\frac{6730,6 \cdot 1,25}{10^3} \cdot 0,69 = -5,8 \text{ kW}$$

(generatorischer Betrieb)

Ermittlung der Motormomente beim Beschleunigen und Verzögern

Winkelbeschleunigung des Motors:

$$\alpha_{Motor} = i \cdot a_{max} \cdot \frac{2}{D} = 35 \cdot 0,9 \cdot \frac{2}{0,64} = 98,44 \text{ s}^{-2}$$

Beschleunigungsmoment für den Motor:

$$\begin{aligned} M_{b \text{ Motor}} &= J_{Motor} \cdot \alpha_{Motor} \\ &= 0,21 \cdot 98,44 = 20,67 \text{ Nm} \end{aligned}$$

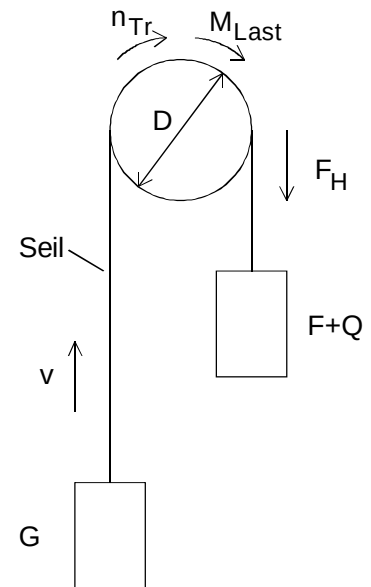
Trägheitsmoment der Last bezogen auf die Treibscheibe:

$$\begin{aligned} \sum m_{translatorisch} &= 1,02 \cdot (m_F + m_Q + m_G + m_{Seil} + \frac{1}{2} m_{HK}) \\ &= 1,02 \cdot (1200 + 1080 + 1740 + 48,3 + 28,75) = 4180 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} J_{Last} &= \sum m_{translatorisch} \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2 \\ &= 4180 \cdot \left(\frac{0,64}{2}\right)^2 = 428 \text{ kgm}^2 \end{aligned}$$

Beschleunigungsmoment für Last+Winde+Handrad:

$$\begin{aligned} M_{b \text{ Last+W+H}} &= (J_{Last} + J_W + J_H) \cdot \frac{\alpha_{Motor}}{i} \\ &= (428 + 105,7 + 27) \cdot \frac{98,44}{35} = 1577 \text{ Nm} \end{aligned}$$



Da die Verzögerung gleich der Beschleunigung ist gilt:

$$M_{v \text{ Motor}} = M_{b \text{ Motor}}$$

$$M_{v \text{ Last+W+H}} = M_{b \text{ Last+W+H}}$$

Aufwärtsfahrt mit voller Last, Motormoment beim Beschleunigen:

$$\begin{aligned} M_{\text{Motor}} &= M_{b \text{ Motor}} + (M_{b \text{ Last+W+H}} + M_{\text{Last}}) \cdot \frac{1}{i \cdot \eta_G} \\ &= 20,67 + (1577 + 2153,8) \cdot \frac{1}{35 \cdot 0,69} = 175,2 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Aufwärtsfahrt mit voller Last, Motormoment beim Verzögern:

$$\begin{aligned} M_{\text{Motor}} &= -M_{v \text{ Motor}} + (-M_{v \text{ Last+W+H}} + M_{\text{Last}}) \cdot \frac{1}{i \cdot \eta_G} \\ &= -20,67 + (-1577 + 2153,8) \cdot \frac{1}{35 \cdot 0,69} = 3,2 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Abwärtsfahrt mit voller Last, Motormoment beim Beschleunigen:

$$\begin{aligned} M_{\text{Motor}} &= -M_{b \text{ Motor}} + (-M_{b \text{ Last+W+H}} + M_{\text{Last}}) \cdot \frac{\eta_G}{i} \\ &= -20,67 + (-1577 + 2153,8) \cdot \frac{0,69}{35} = -9,3 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Abwärtsfahrt mit voller Last, Motormoment beim Verzögern:

$$\begin{aligned} M_{\text{Motor}} &= M_{v \text{ Motor}} + (M_{v \text{ Last+W+H}} + M_{\text{Last}}) \cdot \frac{\eta_G}{i} \\ &= 20,67 + (1577 + 2153,8) \cdot \frac{0,69}{35} = 94,22 \text{ Nm} \quad (\text{generatorischer Betrieb}) \end{aligned}$$

Das größte Motormoment wird beim Beschleunigen während der Aufwärtsfahrt mit voller Last benötigt. Das größte Motormoment im generatorischen Betrieb wird beim Verzögern während der Abwärtsfahrt mit voller Last benötigt.

Beschleunigungszeit bzw. Verzögerungszeit:

$$t_b = t_v = \frac{v_{\max}}{a_{\max}} = \frac{1,25}{0,9} = 1,39 \text{ s}$$

Ermittlung der maximalen Bremsleistung

Die maximale Motorleistung im generatorischen Betrieb tritt zu Beginn des Verzögerns bei maximaler Motordrehzahl während der Abwärtsfahrt mit voller Last auf.

$$P_{br \text{ Motor max}} = \frac{M_{\text{Motor v}} \cdot n_{\text{Motor max}}}{9550} = -\frac{94,22 \cdot 1305}{9550} = -12,88 \text{ kW}$$

Auswahl des Umrichters

Gewählter Umrichter:

6SE7026-0ED61

$P_{U n}=30 \text{ kW}$; $I_{U n}=59 \text{ A}$; $I_{U \max}=80,5 \text{ A}$

Technologiebaugruppe T300 mit Aufzugsregelung

Der Umrichter ist ausreichend dimensioniert, da der Umrichternennstrom dem 1,76fachen Motor-nennstrom entspricht. Für das größte benötigte Motormoment ergibt sich ein Motorstrom von etwa:

$$I_{\text{Motor max}} \approx \sqrt{\left(\frac{M_{\text{Motor max}}}{M_{\text{Motor n}}}\right)^2 \cdot (I_{\text{Motor n}}^2 - I_{\mu n}^2) + I_{\mu n}^2}$$

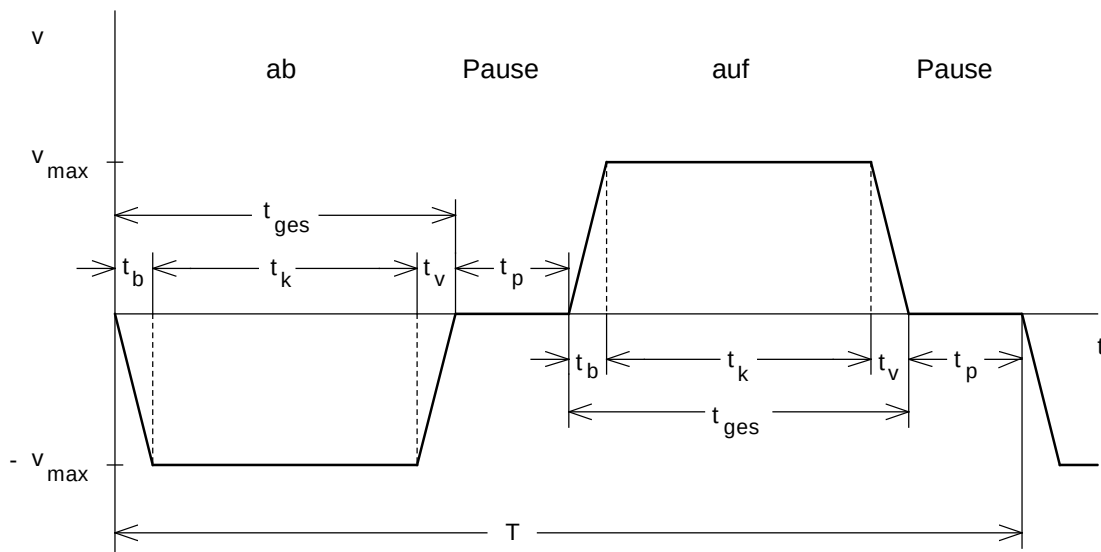
Mit $I_{\mu n} = 0,35 \cdot I_{\text{Motor n}}$ (Annahme) erhält man:

$$I_{\text{Motor max}} \approx \sqrt{\left(\frac{175,2}{94}\right)^2 \cdot (33,5^2 - 0,35^2 \cdot 33,5^2) + 0,35^2 \cdot 33,5^2} = 59,7 \text{ A}$$

Auslegung des Bremswiderstandes

Für die Auslegung des Bremswiderstandes wird der ungünstigste Fall der Abwärtsfahrt mit voller Last über die volle Höhe betrachtet. Die Pausenzeit zwischen Abwärtsfahrt und Aufwärtsfahrt wird zu 8 s angenommen.

Geschwindigkeits-Zeit-Diagramm für Ab- und Aufwärtsfahrt über die volle Höhe



$$t_p = 8 \text{ s}$$

$$t_v = t_b = 1,39 \text{ s}$$

$$h_{\max} = 23 \text{ m}$$

Damit ergibt sich die Gesamtzeit für die Fahrt über die volle Höhe:

$$t_{\text{ges}} = 2 \cdot t_b + \frac{h_{\max} - v_{\max} \cdot t_b}{v_{\max}} = 2 \cdot 1,39 + \frac{23 - 1,25 \cdot 1,39}{1,25} = 19,79 \text{ s}$$

Zeit für Konstantfahrt:

$$t_k = t_{\text{ges}} - 2 \cdot t_b = 19,79 - 2 \cdot 1,39 = 17 \text{ s}$$

Zykluszeit für Ab- und Aufwärtsfahrt:

$$T = 2 \cdot (t_{\text{ges}} + t_p) = 2 \cdot (19,79 + 8) = 55,58 \text{ s}$$

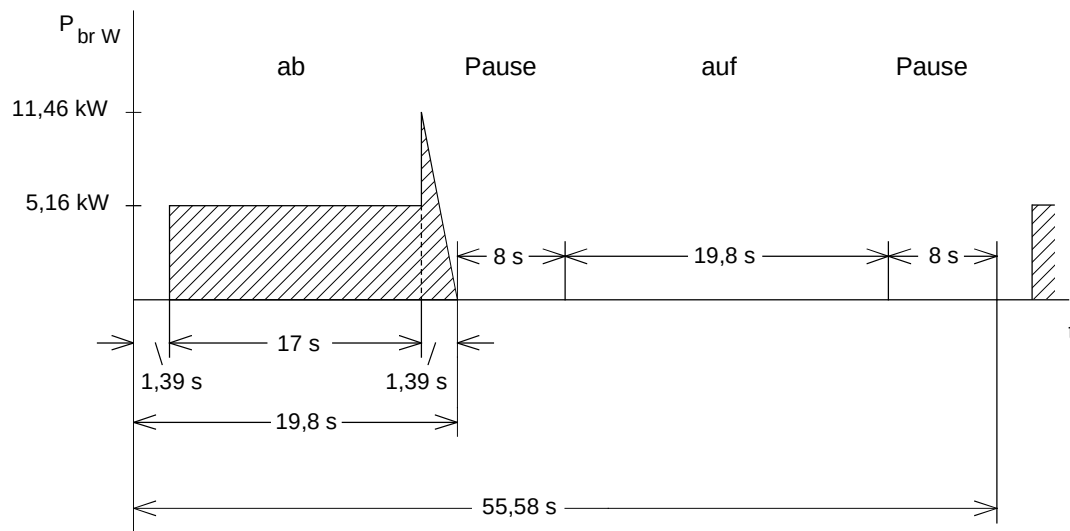
Maximale Bremsleistung für den Bremswiderstand:

$$P_{br W \max} = P_{br Motor \max} \cdot \eta_{Motor} = 12,88 \cdot 0,89 = 11,46 \text{ kW}$$

Bremsleistung für den Bremswiderstand während der Konstantfahrt:

$$P_{br W konst} = P_{br Motor konst} \cdot \eta_{Mot} = 5,8 \cdot 0,89 = 5,16 \text{ kW}$$

Bremsdiagramm



Bremsenergie für einen Zyklus (entspricht der Fläche im Bremsdiagramm):

$$\begin{aligned}
 W_{br} &= P_{br W konst} \cdot t_k + \frac{1}{2} \cdot P_{br W max} \cdot t_v \\
 &= 5,16 \cdot 17 + \frac{1}{2} \cdot 11,46 \cdot 1,39 \\
 &= 87,7 + 7,96 = 95,7 \text{ kW} \cdot \text{s}
 \end{aligned}$$

Für den Bremswiderstand muß gelten:

$$\frac{W_{br}}{T} = \frac{95,7}{55,58} = 1,72 \text{ kW} \leq P_{br Dauer}$$

Mit

$$P_{br Dauer} = \frac{P_{20}}{4,5} \quad (\text{bei externem Bremswiderstand})$$

erhält man

$$4,5 \cdot 1,72 = 7,74 \text{ kW} \leq P_{20}$$

Gewählt wird daher eine Bremseinheit mit $P_{20} = 10 \text{ kW}$ (6SE7021-6ES87-2DA0) mit externem Bremswiderstand (6SE7021-6ES87-2DC0).

Thermische Überprüfung des Motors

Die Fahrtenzahl beträgt bei diesem Aufzug 180 pro Stunde, d.h. 20 s pro Fahrt einschließlich 8 s Pause. Es wird daher für die thermische Überprüfung des Motors ein Fahrspiel mit voller Last über 5 Stockwerke angenommen.

Höhenunterschied für 5 Stockwerke:

$$h_5 = 5 \cdot \frac{23}{8} = 14,4 \text{ m}$$

Gesamtzeit für die Fahrt über 5 Stockwerke:

$$t_{ges} = 2 \cdot t_b + \frac{h_5 - v_{max} \cdot t_b}{v_{max}} = 2 \cdot 1,39 + \frac{14,4 - 1,25 \cdot 1,39}{1,25} = 12,91 \text{ s}$$

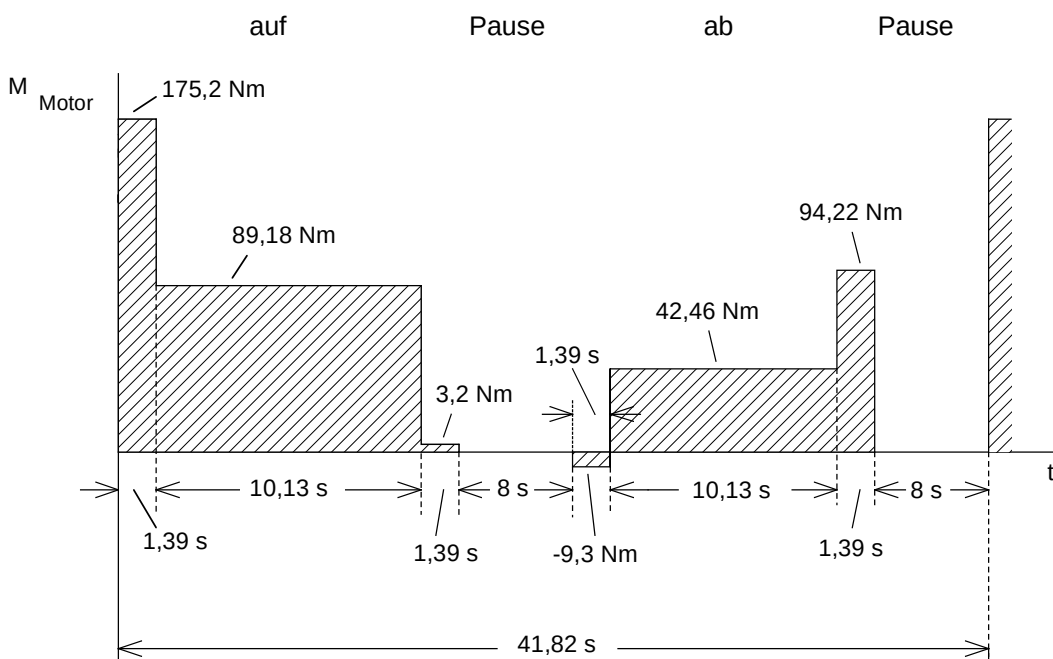
Zykluszeit für Auf- und Abwärtsfahrt:

$$T = 2 \cdot (t_{ges} + t_p) = 2 \cdot (12,91 + 8) = 41,82$$

Zeit für Konstantfahrt:

$$t_k = t_{ges} - 2 \cdot t_b = 12,91 - 2 \cdot 1,39 = 10,13 \text{ s}$$

Momentenverlauf für Auf- und Abwärtsfahrt



Aus dem Momentenverlauf ergibt sich das effektive Moment zu:

$$\begin{aligned}
 M_{eff} &= \sqrt{\frac{175,2^2 \cdot 1,39 + 89,18^2 \cdot 10,13 + 3,2^2 \cdot 1,39 + 9,3^2 \cdot 1,39 + 42,46^2 \cdot 10,13 + 94,22^2 \cdot 1,39}{2 \cdot (12,91 + 0,33 \cdot 8)}} \\
 &= \sqrt{\frac{153967,7}{31,1}}, \\
 &= 70,4 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

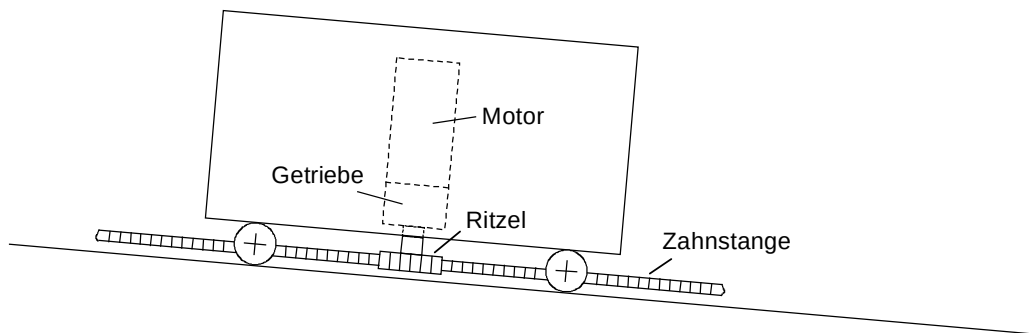
Die mittlere Drehzahl beträgt:

$$\begin{aligned}
 n_{Motor \text{ mittel}} &= \frac{\sum \frac{n_{Mot i A} + n_{Mot i E}}{2} \cdot t_i}{t_e + k_f \cdot t_p} = \frac{\frac{1}{2} \cdot n_{max} \cdot t_b \cdot 2 + n_{max} \cdot t_k}{2 \cdot t_b + t_k + k_f \cdot t_p} \\
 &= \frac{\frac{1}{2} \cdot 1305 \cdot 1,39 \cdot 2 + 1305 \cdot 10,13}{2 \cdot 1,39 + 10,13 + 0,33 \cdot 8} = 967 \text{ min}^{-1}
 \end{aligned}$$

Die mittlere Motordrehzahl ist größer als die halbe Motornenndrehzahl (Stellbereich 1:2) und das berechnete effektive Moment ist kleiner als das Motornennmoment mit 94 Nm. Der Betrieb ist also thermisch zulässig.

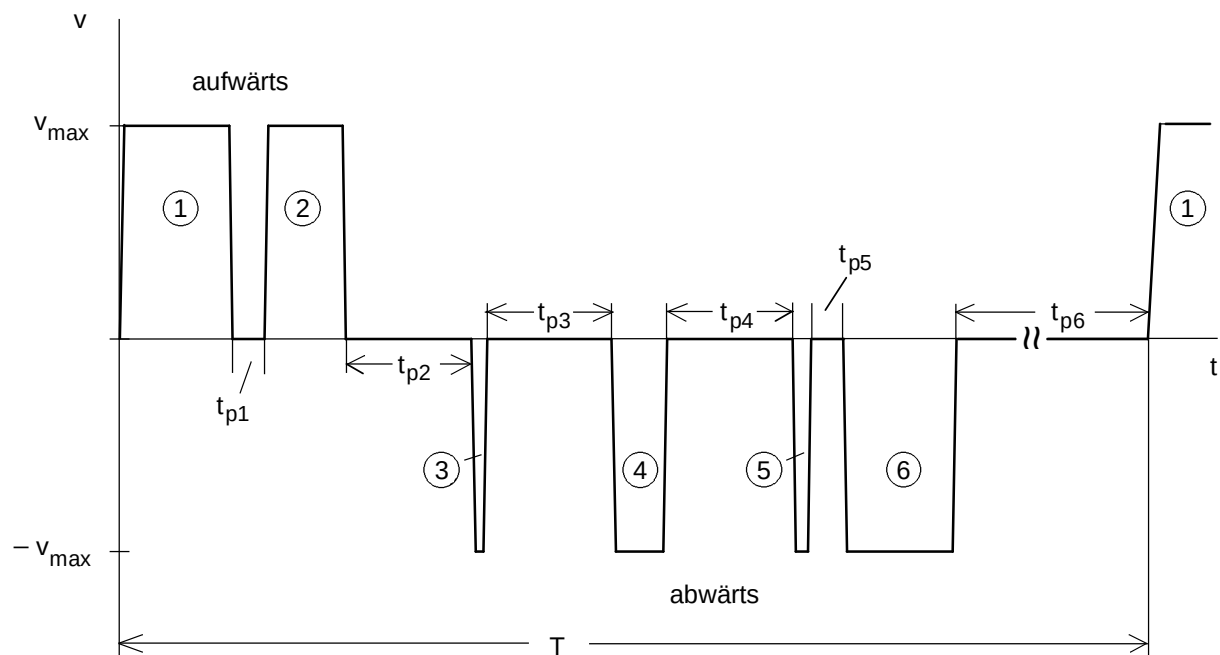
3.1.7 Fahrtrieb auf schiefer Ebene

Es handelt sich um einen Fahrwagen-Antrieb, der über Ritzel und Zahnstange bewegt wird. Die Neigung der Fahrebene beträgt 3 Grad. Im Stillstand wird der Wagen über die Haltebremse des Motors gehalten.

*Daten des Antriebs*

Zu fördernde Masse (beladen)	m	= 3500 kg
Zu fördernde Masse (leer)	m	= 3000 kg
Ritzeldurchmesser	D	= 0,12 m
Neigungswinkel	α	= 3 Grad
Spezifischer Fahrwiderstand	w_F	= 0,05
Mech. Wirkungsgrad	η	= 0,9
Max. Fahrgeschwindigkeit	$v_{\max}$	= 0,2 m/s
Max. Beschleunigung	$a_{b \max}$	= 0,8 m/s ²
Max. Verzögerung	$a_{v \max}$	= 0,8 m/s ²
Max. Verfahrweg	$s_{\max}$	= 2,4 m
Taktzeit	t_{Takt}	= 210 s

Geforderte Fahrkurve



Verfahrwege (gegeben):

Bereich 1: $s_1 = 1,4 \text{ m}$ mit $m = 3500 \text{ kg}$ (aufwärts)

Bereich 2: $s_2 = 1 \text{ m}$ mit $m = 3000 \text{ kg}$ (aufwärts)

Summe 2,4 m

Bereich 3: $s_3 = 0,15 \text{ m}$ mit $m = 3000 \text{ kg}$ (abwärts)

Bereich 4: $s_4 = 0,65 \text{ m}$ mit $m = 3000 \text{ kg}$ (abwärts)

Bereich 5: $s_5 = 0,2 \text{ m}$ mit $m = 3000 \text{ kg}$ (abwärts)

Bereich 6: $s_6 = 1,4 \text{ m}$ mit $m = 3500 \text{ kg}$ (abwärts)

Summe 2,4 m

Pausenzeiten (gegeben):

$t_{p1} = t_{p5} = 2 \text{ s}$

$t_{p2} = t_{p3} = t_{p4} = 8 \text{ s}$

Beschleunigungszeit, Verzögerungszeit:

$$t_b = t_v = \frac{v_{\max}}{a_{b\max}} = \frac{0,2}{0,8} = 0,25 \text{ s}$$

Mit

$$t_{ki} = \frac{s_i - 0,5 \cdot v_{\max} \cdot (t_b + t_v)}{v_{\max}}$$

ergeben sich die Zeiten für die Fahrten mit konstanter Geschwindigkeit zu:

$$t_{k1} = 6,75 \text{ s}$$

$$t_{k2} = 4,75 \text{ s}$$

$$t_{k3} = 0,5 \text{ s}$$

$$t_{k4} = 3 \text{ s}$$

$$t_{k5} = 0,75 \text{ s}$$

$$t_{k6} = 6,75 \text{ s}$$

Damit erhält man die Zeit für den gesamten Verfahrensvorgang zu:

$$t_{auf+ab} = \sum_{i=1}^{i=5} t_{pi} + \sum_{i=1}^{i=6} t_{ki} + 6 \cdot (t_b + t_v) = 28 + 22,5 + 3 = 53,5 \text{ s}$$

Mit der Zykluszeit (gegeben)

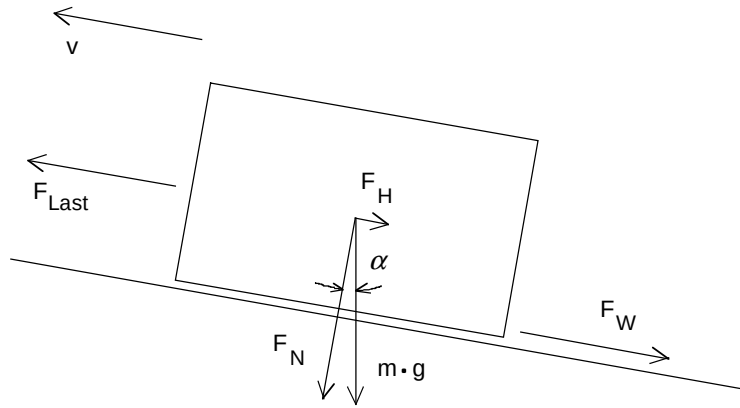
$$T = t_{Takt} = 210 \text{ s}$$

ergibt sich die restliche Pausenzeit zu:

$$t_{p6} = T - t_{auf+ab} = 210 - 53,5 = 156,5 \text{ s}$$

Wegen der kurzen Beschleunigungs- und Verzögerungszeiten ist eine exakte Positionierung nur mit einem Servoantrieb möglich.

Aufwärtsfahrt mit konstanter Geschwindigkeit (beladen)



Hangabtriebskraft, Normalkraft, Widerstandskraft:

$$\begin{aligned} F_H &= m \cdot g \cdot \sin \alpha \\ &= 3500 \cdot 9,81 \cdot \sin 3^\circ = 1797 \text{ N} \end{aligned}$$

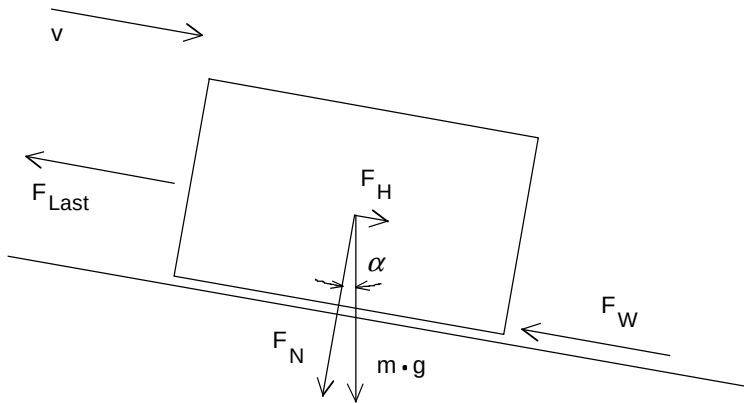
$$\begin{aligned} F_N &= m \cdot g \cdot \cos \alpha \\ &= 3500 \cdot 9,81 \cdot \cos 3^\circ = 34288 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_W &= F_N \cdot w_F \\ &= 34288 \cdot 0,05 = 1714,4 \text{ N} \end{aligned}$$

Lastkraft, Lastmoment:

$$F_{\text{Last auf}} = F_H + F_W = 1797 + 1714,4 = 3511,4 \text{ N}$$

$$\begin{aligned} M_{\text{Last auf}} &= F_{\text{Last}} \cdot \frac{D}{2} \\ &= 3511,4 \cdot \frac{0,12}{2} = 210,7 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Abwärtsfahrt mit konstanter Geschwindigkeit (beladen)

Lastkraft, Lastmoment:

$$F_{Last\ ab} = F_H - F_W = 1797 - 1714,4 = 82,6\ N$$

$$\begin{aligned} M_{Last\ ab} &= F_{Last} \cdot \frac{D}{2} \\ &= 82,6 \cdot \frac{0,12}{2} = 4,95\ Nm \end{aligned}$$

Ermittlung der Lastmomente beim Beschleunigen und Verzögern (beladen)

Winkelbeschleunigung des Ritzels:

$$\alpha_{b\ Ritzel} = a_{b\ max} \cdot \frac{2}{D} = 0,8 \cdot \frac{2}{0,12} = 13,33\ s^{-2}$$

Trägheitsmoment der Last:

$$J_{Last} = m \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2 = 3500 \cdot \left(\frac{0,12}{2}\right)^2 = 12,6\ kgm^2$$

Da die Beschleunigung gleich der Verzögerung ist gilt für die Lastmomente:

$$M_{b\ Last} = M_{v\ Last} = J_{Last} \cdot \alpha_{b\ Ritzel} = 12,6 \cdot 13,33 = 168\ Nm$$

Auswahl des Motors

Durch Probieren (siehe Ermittlung der Motormomente) wird folgender Motor ausgewählt:

1FT6 041-4AF7 mit Getriebe $i=81$, $n_n=3000 \text{ min}^{-1}$, $M_{n(100)}=2,2 \text{ Nm}$, $I_{n(100)}=1,7 \text{ A}$, $\eta_{\text{Motor}}=0,86$
 $J_{\text{Motor+Bremse}}=0,00039 \text{ kgm}^2$, $J_{\text{Getriebe}}=0,0008 \text{ kgm}^2$

Drehzahl des Motors bei $v_{\max}$:

$$n_{\text{Motor max}} = i \cdot \frac{v_{\max} \cdot 60}{\pi \cdot D} = 81 \cdot \frac{0,2 \cdot 60}{\pi \cdot 0,12} = 2578,3 \text{ min}^{-1}$$

Ermittlung der Motormomente während der Konstantfahrt (beladen)

Aufwärts:

$$M_{\text{Motor}} = M_{\text{Last auf}} \cdot \frac{1}{i \cdot \eta} = 210,7 \cdot \frac{1}{81 \cdot 0,9} = 2,89 \text{ Nm}$$

Abwärts:

$$M_{\text{Motor}} = M_{\text{Last ab}} \cdot \frac{\eta}{i} = 4,95 \cdot \frac{0,9}{81} = 0,055 \text{ Nm} \quad (\text{generatorischer Betrieb})^1)$$

- 1) Der generatorische Betrieb ergibt sich aus den verschiedenen Vorzeichen für Drehmoment und Drehzahl

Ermittlung der Motormomente beim Beschleunigen und Verzögern (beladen)

Beschleunigungsmoment und Verzögerungsmoment für den Motor:

$$\begin{aligned} M_{b \text{ Motor}} = M_{v \text{ Motor}} &= J_{\text{Motor}} \cdot i \cdot \alpha_{b \text{ Ritzel}} \\ &= 0,00039 \cdot 81 \cdot 13,33 = 0,42 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Beschleunigungsmoment und Verzögerungsmoment für das Getriebe bezogen auf das Ritzel:

$$\begin{aligned} M_{b \text{ Getriebe}} = M_{v \text{ Getriebe}} &= J_{\text{Getriebe}} \cdot i^2 \cdot \alpha_{b \text{ Ritzel}} \\ &= 0,0008 \cdot 81^2 \cdot 13,33 = 70 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Aufwärts, Motormoment beim Beschleunigen:

$$M_{Motor} = M_{b Motor} + (M_{b Last} + M_{b Getriebe} + M_{Last auf}) \cdot \frac{1}{i \cdot \eta}$$

$$= 0,42 + (168 + 70 + 210,7) \cdot \frac{1}{81 \cdot 0,9} = 6,58 \text{ Nm}$$

Aufwärts, Motormoment beim Verzögern:

$$M_{Motor} = -M_{v Motor} + (-M_{v Last} - M_{v Getriebe} + M_{Last auf})^{1)} \cdot \frac{1}{i \cdot \eta^{Vorzeichen(...)}}$$

$$= -0,42 + (-168 - 70 + 210,7) \cdot \frac{1}{81 \cdot 0,9^{-1}} = -0,72 \text{ Nm} \quad (\text{generatorischer Betrieb})$$

Abwärts, Motormoment beim Beschleunigen:

$$M_{Motor} = -M_{b Motor} + (-M_{b Last} - M_{b Getriebe} + M_{Last ab})^{1)} \cdot \frac{\eta^{Vorzeichen(...)}}{i}$$

$$= -0,42 + (-168 - 70 + 4,95) \cdot \frac{0,9^{-1}}{81} = -3,62 \text{ Nm}$$

Abwärts, Motormoment beim Verzögern:

$$M_{Motor} = M_{v Motor} + (M_{v Last} + M_{v Getriebe} + M_{Last ab}) \cdot \frac{\eta}{i}$$

$$= 0,42 + (168 + 70 + 4,95) \cdot \frac{0,9}{81} = 3,12 \text{ Nm} \quad (\text{generatorischer Betrieb})$$

1) Bei negativem Vorzeichen des Klammerausdruckes geht η in η^{-1} über

Das größte Motormoment wird beim Beschleunigen aufwärts benötigt. Das größte Motormoment im generatorischen Betrieb wird beim Verzögern abwärts benötigt. Der gewählte Motor ist ausreichend bemessen, da er bei $n_{\max}=2578,3 \text{ min}^{-1}$ und 400 V Anschlußspannung bis ca. 7 Nm überlastet werden kann.

Das statische Moment für die Haltebremse entspricht dem Motormoment während der Abwärtsfahrt mit konstanter Geschwindigkeit:

$$M_{Halte} = 0,055 \text{ Nm}$$

Auswahl des Umrichters

Für das größte benötigte Motormoment ergibt sich ein Motorstrom von:

$$I_{Motor\ max} = I_{Motor\ n} \cdot \frac{M_{Motor\ max}}{M_{Motor\ n}} = 1,7 \cdot \frac{6,58}{2,2} = 5,08\ A \quad (\text{kaum Sättigungseinfluß bei diesem Motor})$$

Gewählter Umrichter:

6SE7013-0EP50 (Kompakt Plus)

$P_{U\ n}=1,1\ kW$; $I_{U\ n}=3\ A$, $I_{U\ max}=9\ A$ (3fache Überlastfähigkeit)

Auslegung des Bremswiderstandes

Der Bremswiderstand kommt während der Aufwärtsfahrt beim Verzögern und während der Abwärtsfahrt im Bereich der Konstantfahrten sowie beim Verzögern zum Einsatz. Bei der folgenden Berechnung wird die geringfügige Verringerung des Motormomentes während der Leerfahrten vernachlässigt (damit liegt man auf der sicheren Seite).

Max. Bremsleistung für den Bremswiderstand während des Verzögerns von v_{max} auf 0:

$$\begin{aligned} P_{br\ W\ max\ (v_{max} \rightarrow 0)} &= P_{br\ Motor\ max\ (v_{max} \rightarrow 0)} \cdot \eta_{Motor} = \frac{M_{Motor\ v\ (v_{max} \rightarrow 0)} \cdot n_{Motor\ max}}{9550} \cdot \eta_{Motor} \\ &= \frac{0,72 \cdot 2578,3}{9550} \cdot 0,86 = 0,168\ kW \end{aligned}$$

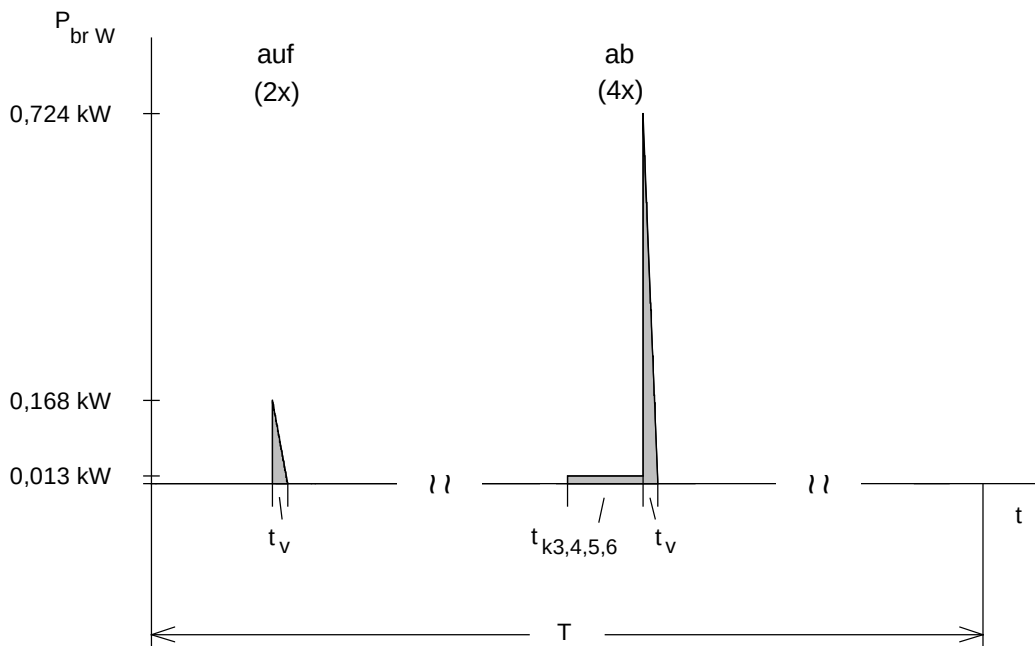
Bremsleistung für den Bremswiderstand während der Konstantfahrten mit $-v_{max}$:

$$\begin{aligned} P_{br\ W\ konst\ (v=-v_{max})} &= P_{br\ Motor\ konst\ (v=-v_{max})} \cdot \eta_{Motor} = \frac{M_{Motor\ konst\ (v=-v_{max})} \cdot n_{Motor\ max}}{9550} \cdot \eta_{Motor} \\ &= \frac{0,055 \cdot 2578,3}{9550} \cdot 0,86 = 0,013\ kW \end{aligned}$$

Max. Bremsleistung für den Bremswiderstand während des Verzögerns von $-v_{max}$ auf 0:

$$\begin{aligned} P_{br\ W\ max\ (-v_{max} \rightarrow 0)} &= P_{br\ Motor\ max\ (-v_{max} \rightarrow 0)} \cdot \eta_{Motor} = \frac{M_{Motor\ v\ (-v_{max} \rightarrow 0)} \cdot n_{Motor\ max}}{9550} \cdot \eta_{Motor} \\ &= \frac{3,12 \cdot 2578,3}{9550} \cdot 0,86 = 0,724\ kW \end{aligned}$$

Bremsdiagramm



Bremsenergie für einen Zyklus (entspricht der Fläche im Bremsdiagramm):

$$\begin{aligned}
 W_{br} &= 2 \cdot \frac{1}{2} \cdot P_{br W \max (v_{\max} \rightarrow 0)} \cdot t_v + P_{br W \text{ konst } (v = -v_{\max})} \cdot (t_{k3} + t_{k4} + t_{k5} + t_{k6}) + 4 \cdot \frac{1}{2} \cdot P_{br W \max (-v_{\max} \rightarrow 0)} \cdot t_v \\
 &= 2 \cdot \frac{1}{2} \cdot 0,168 \cdot 0,25 + 0,013 \cdot (0,5 + 3 + 0,75 + 6,75) + 4 \cdot \frac{1}{2} \cdot 0,724 \cdot 0,25 = 0,545 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

Für den Bremswiderstand muß gelten:

$$\frac{W_{br}}{T} = \frac{0,545}{90} = 0,0061 \text{ kW} \leq P_{br \text{ Dauer}}$$

Da die Zykluszeit mit 121 s größer als 90 s ist, wird $T=90$ s gesetzt.

Mit

$$P_{br \text{ Dauer}} = \frac{P_{20}}{4,5} \quad (\text{bei Kompakt Plus nur externer Bremswiderstand})$$

erhält man

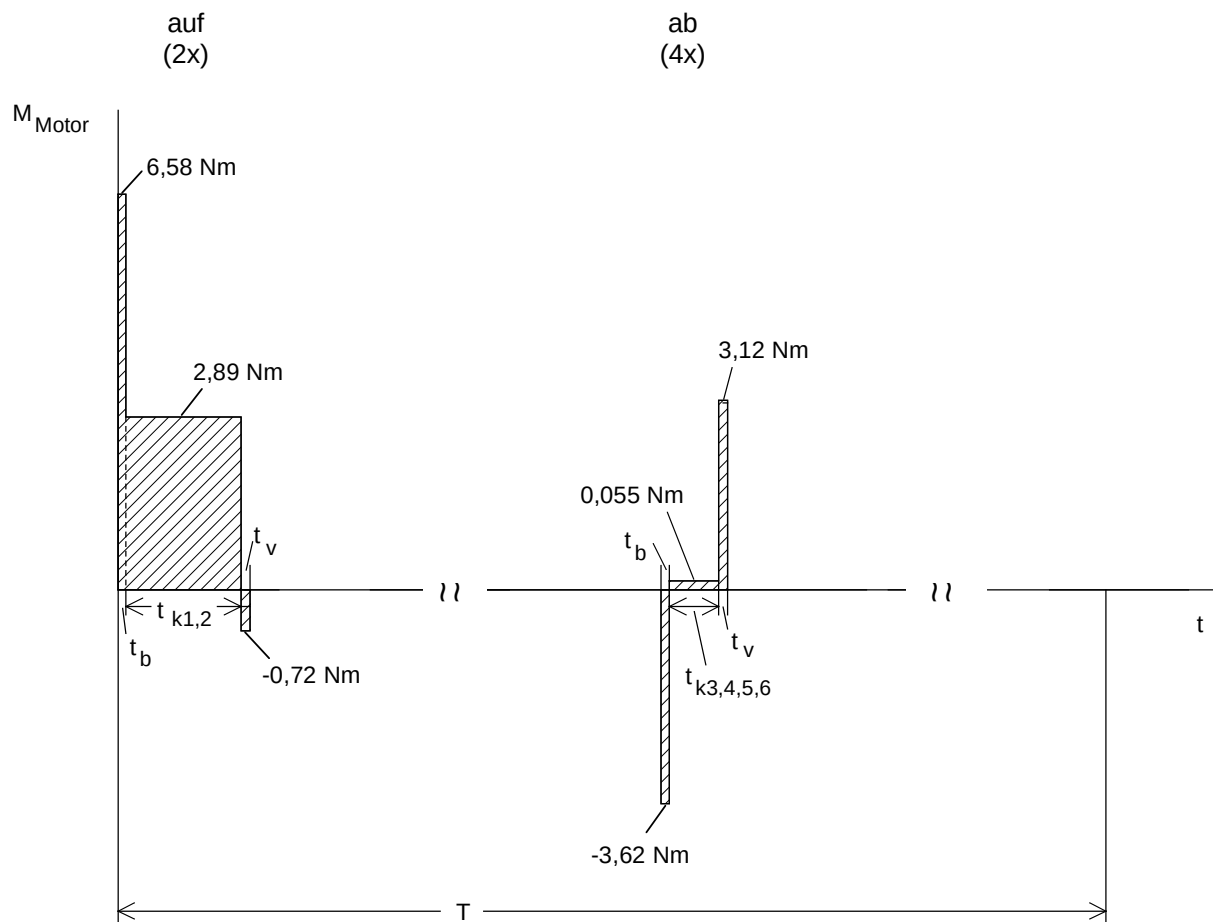
$$4,5 \cdot 0,0061 = 0,027 \text{ kW} \leq P_{20}$$

Gewählt wird daher der kleinste Bremswiderstand mit $P_{20} = 5 \text{ kW}$ (6SE7018-0ES87-2DC0).

Thermische Überprüfung des Motors

Bei der folgenden Berechnung wird ebenfalls die geringfügige Verringerung des Motormomentes während der Leerfahrten vernachlässigt (damit liegt man auf der sicheren Seite).

Momentenverlauf



Aus dem Momentenverlauf ergibt sich das effektive Moment mit

$$t_{k1} + t_{k2} = 6,75 + 4,75 = 11,5 \text{ s}$$

$$t_{k3} + t_{k4} + t_{k5} + t_{k6} = 0,5 + 3 + 0,75 + 6,75 = 11 \text{ s}$$

zu

$$M_{\text{eff}} = \sqrt{\frac{2 \cdot (6,58^2 + 0,72^2) \cdot 0,25 + 2,89^2 \cdot 11,5 + 4 \cdot (3,62^2 + 3,12^2) \cdot 0,25 + 0,055^2 \cdot 11}{6 \cdot 0,25 \cdot 2 + 11,5 + 11 + 1 \cdot (2 + 8 + 8 + 8 + 2 + 156,5)}} = 0,82 \text{ Nm}$$

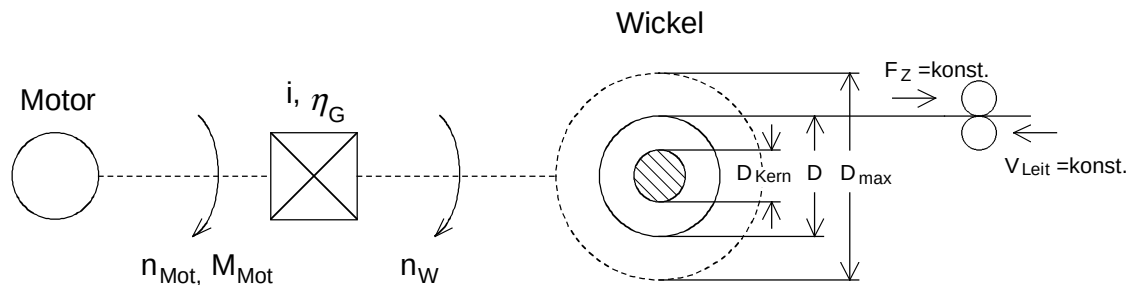
Der Faktor k_f bei den Pausenzeiten wird bei dem 1FT6-Motor zu 1 gesetzt. Das berechnete effektive Moment ist kleiner als das Motornennmoment mit 2,2 Nm. Der Betrieb ist also thermisch zulässig.

Hinweis zur Berechnung

Wegen des hohen Rechenaufwandes, vor allem beim Probieren mit verschiedenen Motoren und Übersetzungsverhältnissen, empfiehlt sich die Erstellung eines Rechenprogrammes (z. B. Excel).

3.2 Wicklerantriebe

3.2.1 Allgemeines



Prinzipbild eines Achswicklers

Eine Warenbahn der Breite b wird mit konstanter Geschwindigkeit und konstantem Zug auf- bzw. abgewickelt.

$$n_W = \frac{v \cdot 60}{\pi \cdot D} \quad \text{Drehzahl des Wickels} \quad [\text{min}^{-1}]$$

$$v \quad \text{Warenbahngeschwindigkeit} \quad [\text{m/s}]$$

$$D \quad \text{aktueller Durchmesser des Wickels} \quad [\text{m}]$$

$$n_{W \min} = \frac{v \cdot 60}{\pi \cdot D_{\max}} \quad \text{minimale Drehzahl des Wickels bei } D=D_{\max} \quad [\text{min}^{-1}]$$

$$n_{W \max} = \frac{v \cdot 60}{\pi \cdot D_{\text{Kern}}} \quad \text{maximale Drehzahl des Wickels bei } D=D_{\text{Kern}} \quad [\text{min}^{-1}]$$

$$F_Z = z \cdot b \quad \text{Zugkraft an der Warenbahn} \quad [\text{N}]$$

$$z \quad \text{Warenbahnzug} \quad [\text{N/m}]$$

$$b \quad \text{Breite der Warenbahn} \quad [\text{m}]$$

$$M_W = F_Z \cdot \frac{D}{2} = F_Z \cdot \frac{v \cdot 60}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{1}{n_W}$$

Wickelmoment (proportional zu $1/n_W$) [Nm]

$$M_{W \max} = F_Z \cdot \frac{D_{\max}}{2}$$

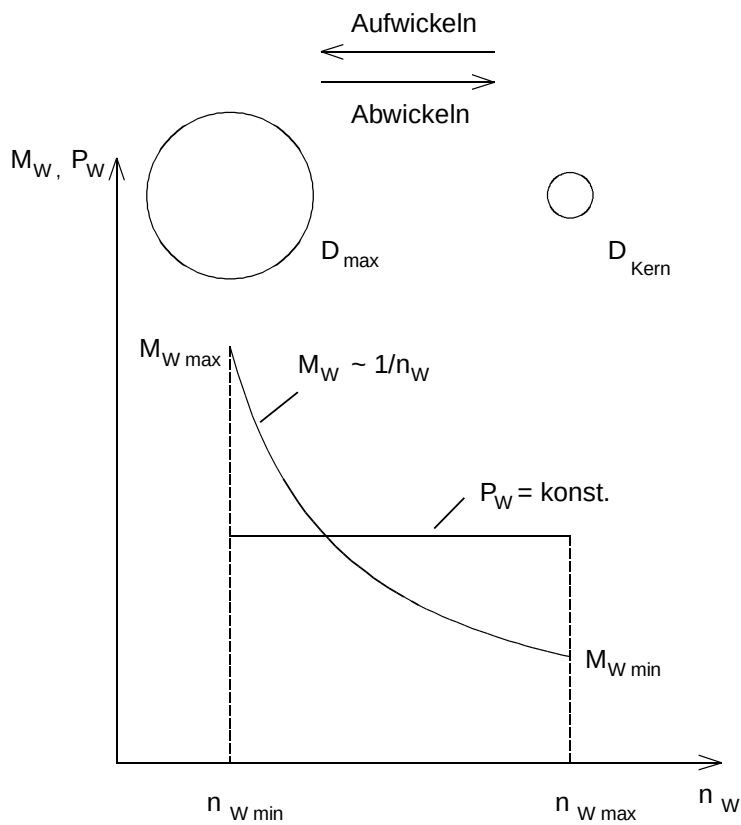
max. Wickelmoment bei $D=D_{\max}$ [Nm]

$$M_{W \min} = F_Z \cdot \frac{D_{\text{Kern}}}{2}$$

min. Wickelmoment bei $D=D_{\text{Kern}}$ [Nm]

$$P_W = \frac{F_Z \cdot v}{10^3}$$

Wickelleistung (konst.) [kW]



Wickelmoment und Wickelleistung bei $v = \text{konst.}$ und $z = \text{konst.}$

Einfluß der Reibung

Aufgrund der Lagerreibung und anderer Einflüsse wirkt am Wickel zusätzlich ein drehzahlabhängiges Reibmoment. Dadurch erhöht sich das Wickelmoment beim Aufwickeln bzw. verringert sich beim Abwickeln.

M_R	drehzahlabhängiges Reibmoment	[Nm]
$M_{W\ res} = M_W + M_R$	resultierendes Wickelmoment beim Aufwickeln	[Nm]
$M_{W\ res} = M_W - M_R$	resultierendes Wickelmoment beim Abwickeln	[Nm]

Motormoment, Motorleistung (stationärer Betrieb)

Mit

$$i = \frac{n_{Motor}}{n_W} = \frac{\pi \cdot D_{Kern} \cdot n_{Motor\ max}}{v \cdot 60}$$

Getriebeübersetzung

$$\eta_G$$

Getriebewirkungsgrad

ergibt sich für den Motor:

$$M_{Motor} = \frac{M_W + M_R}{i \cdot \eta_G}$$

Motormoment beim Aufwickeln [Nm]

$$P_{Motor} = \frac{M_W + M_R}{9550 \cdot \eta_G} \cdot n_W$$

Motorleistung beim Aufwickeln [kW]
(Energiefluß vom Motor zur Last)

$$M_{Motor} = -\frac{M_W - M_R}{i} \cdot \eta_G$$

Motormoment beim Abwickeln [Nm]

$$P_{Motor} = -\frac{M_W - M_R}{9550} \cdot n_W \cdot \eta_G$$

Motorleistung beim Abwickeln [kW]
(Energiefluß von der Last zum Motor)

Beschleunigen, Verzögern

Beim Beschleunigen bzw. Verzögern des Wickels mit konstantem Zug der Warenbahn treten zusätzliche Beschleunigungs- bzw. Verzögerungsmomente auf. Das dabei wirksame Trägheitsmoment besteht aus einem festen Anteil (Motor, Getriebe/Kupplung = Zusatz, Wickelkern) und einem variablen Anteil (Wickel als Hohlzylinder).

$$J_F = J_{Motor} + J_{Zusatz} + \frac{J_{Kern}}{i^2} \quad \text{festes Trägheitsmoment bezogen auf die Motorwelle} \quad [\text{kgm}^2]$$

$$J_V = \frac{\pi \cdot b \cdot \rho_W}{32} \cdot 10^3 \cdot (D^4 - D_{Kern}^4) \quad \text{variables Trägheitsmoment des Wickels (abhängig vom Wickeldurchmesser D)} \quad [\text{kgm}^2]$$

bzw.

$$J_V = \frac{1}{8} \cdot m_W \cdot (D^2 + D_{Kern}^2) \quad [\text{kgm}^2]$$

$$J_{V \max} = \frac{\pi \cdot b \cdot \rho_W}{32} \cdot 10^3 \cdot (D_{\max}^4 - D_{Kern}^4) \quad \text{maximales Trägheitsmoment des Wickels} \quad [\text{kgm}^2]$$

bzw.

$$J_{V \max} = \frac{1}{8} \cdot m_W \cdot (D_{\max}^2 + D_{Kern}^2) \quad [\text{kgm}^2]$$

$$J_{V \min} = 0 \quad \text{bei } D = D_{Kern} \quad \text{minimales Trägheitsmoment des Wickels}$$

b, D in m; ρ in kg/dm^3 ; m in kg

Beschleunigungs- bzw. Verzögerungsmoment für Motor + Getriebe/Kupplung bezogen auf die Motorwelle:

$$M_{b, v \text{ Motor+Zusatz}} = (J_{Motor} + J_{Zusatz}) \cdot i \cdot \frac{2}{D} \cdot \frac{v}{t_{b, v}} \quad [\text{Nm}]$$

Beschleunigungs- bzw. Verzögerungsmoment für Kern+Wickel bezogen auf den Wickel:

$$M_{b, v \text{ Kern+Wickel}} = (J_{Kern} + J_V) \cdot \frac{2}{D} \cdot \frac{v}{t_{b, v}} \quad [\text{Nm}]$$

t_b	Beschleunigungszeit von 0 auf v	[s]
t_v	Verzögerungszeit von v auf 0	[s]

Während der Beschleunigungs- bzw. Verzögerungszeit wird das variable Trägheitsmoment als konstant angenommen.

Bei konstantem Zug während der Beschleunigungs- bzw. Verzögerungsphase ergeben sich für das Motormoment die folgenden Beziehungen.

Aufwickeln, Motormoment beim Beschleunigen von 0 auf v :

$$M_{Motor} = M_{b\,Motor+Zusatz} + (M_{b\,Kern+Wickel} + M_W + M_R) \cdot \frac{1}{i \cdot \eta_G} \quad [\text{Nm}]$$

Aufwickeln, Motormoment beim Verzögern von v auf 0:

$$M_{Motor} = -M_{v\,Motor+Zusatz} + (-M_{v\,Kern+Wickel} + M_W + M_R)^{1)} \cdot \frac{1}{i \cdot \eta_G} \quad [\text{Nm}]$$

- 1) Falls der Klammerausdruck < 0 ist, muß der Faktor $1/\eta_G$ in η_G geändert werden (Verzögerungsanteil überwiegt)

Abwickeln, Motormoment beim Beschleunigen von 0 auf v :

$$M_{Motor} = M_{b\,Motor+Zusatz} + (M_{b\,Kern+Wickel} - M_W + M_R)^{2)} \cdot \frac{\eta_G}{i} \quad [\text{Nm}]$$

Abwickeln, Motormoment beim Verzögern von v auf 0:

$$M_{Motor} = -M_{v\,Motor+Zusatz} + (-M_{v\,Kern+Wickel} - M_W + M_R) \cdot \frac{\eta_G}{i} \quad [\text{Nm}]$$

- 2) Falls der Klammerausdruck > 0 ist, muß der Faktor η_G in $1/\eta_G$ geändert werden (Beschleunigungsanteil überwiegt)

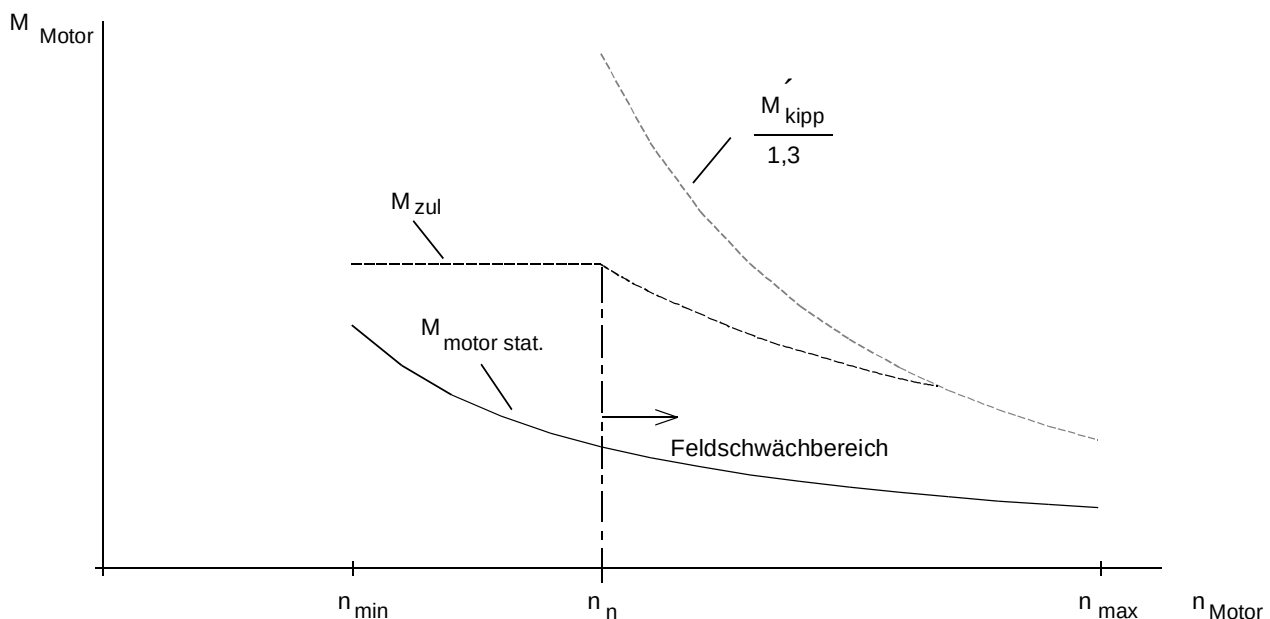
Die Motorleistung ergibt sich aus dem Motormoment zu

$$P_{Motor} = \frac{M_{Motor} \cdot n_{Motor}}{9550} \quad [\text{kW}]$$

Auswahl des Motors

Der Motor wird nach dem maximalen Drehmoment bei $n_{\min}$ und der maximalen Drehzahl ausgewählt. Für die zusätzlichen Beschleunigungs- bzw. Verzögerungsmomente kann eventuell die Überlastfähigkeit des Antriebs ausgenutzt werden. Da das Wickelmoment proportional zu $1/n$ ist, bietet sich die Ausnutzung des Feldschwächbereiches mit $M_{zul} \sim 1/n$ an. Zusätzlich muß im Feldschwächbereich auf genügenden Abstand zum Kippmoment geachtet werden.

Die Wickelleistung P_W ist über der Drehzahl konstant. Der Motor muß daher schon bei $n_{\min}$ diese Leistung aufbringen.



Motormoment im stationären Betrieb und zulässiges Moment für S1-Betrieb

Wicklerregelung

Für die Einstellung eines konstanten Zuges gibt es mehrere Möglichkeiten:

- Indirekte Zugregelung (ohne Zugkraftmeßgeber)

Hier wird der konstante Zug über eine mit dem Durchmesser umgerechnete Momentensollwertvorgabe realisiert. Wichtig ist dabei eine genaue Kompensation der Reibungs- und Beschleunigungsmomente, da diese Größen ohne Zugkraftistwert nicht ausgeregelt werden können.

- Direkte Zugregelung mit Tänzerwalze

Hier wird der Zug über eine lagegeregelte Tänzerwalze vorgegeben.

- Direkte Zugregelung mit Zugmeßdose

Hier wird der Zugistwert über eine Zugmeßdose erfaßt und ausgeregelt.

Hinweis:

Es existiert ein Exel-Programm zur Wicklerdimensionierung: "McWin - **M**otor**c**alculation for **W**inder". Siehe auch ASI Information E20125-J3001-J409-X-7400 vom September 94.

3.2.2 Abwickler mit Zugregelung über Zugmeßdose

Es handelt sich um einen Abwickler mit "fliegender" Rollenwechsel. Vor dem Rollenwechsel wird die neue Rolle zum Kleben vorbereitet. Unterschreitet die alte Rolle einen bestimmten Durchmesserwert, erfolgt die Beschleunigung der neuen Rolle bis die Umfangsgeschwindigkeit der Bahngeschwindigkeit der Papierbahn entspricht. Anschließend schwenkt der Rollenträger in Klebposition. Die neue Rolle wird automatisch angeklebt und die alte Rolle abgetrennt.

Daten des Abwicklers

Max. Rollendurchmesser	$D_{\max} = 1,27 \text{ m}$
Kerndurchmesser	$D_{\text{Kern}} = 0,11 \text{ m}$
Bahnbreite	$b = 1,7 \text{ m}$
Materialdichte	$\rho_W = 0,93 \text{ kg/dm}^3$
Max. Bahngeschwindigkeit	$v_{\max} = 15 \text{ m/s}$
Bahnzug	$z = 100 \text{ N/m}$
Beschleunigen	$t_b = 40 \text{ s}$
Auslaufstop	$t_v = 40 \text{ s}$
Reibung	$M_R = 20 \text{ Nm bei } D_{\max}$
Getriebeübersetzung	$i = 1 \text{ bis } 3$

Stationärer Betrieb

$$n_{W \min} = \frac{v_{\max} \cdot 60}{\pi \cdot D_{\max}} = \frac{15 \cdot 60}{\pi \cdot 1,27} = 226 \text{ min}^{-1}$$

$$n_{W \max} = \frac{v_{\max} \cdot 60}{\pi \cdot D_{\text{Kern}}} = \frac{15 \cdot 60}{\pi \cdot 0,11} = 2604 \text{ min}^{-1}$$

$$F_Z = z \cdot b = 100 \cdot 1,7 = 170 \text{ N}$$

$$M_{W \max} = F_Z \cdot \frac{D_{\max}}{2} = 170 \cdot \frac{1,27}{2} = 108 \text{ Nm}$$

$$M_{W \min} = F_Z \cdot \frac{D_{\text{Kern}}}{2} = 170 \cdot \frac{0,11}{2} = 9,4 \text{ Nm}$$

$$P_W = \frac{F_Z \cdot v_{\max}}{10^3} = \frac{170 \cdot 15}{10^3} = 2,55 \text{ kW}$$

Getriebeübersetzung $i = 2$ gewählt

Getriebewirkungsgrad $\eta_G \approx 1$ angenommen (Riemengetriebe, Kegelrad)

$$n_{\text{Motor min}} = i \cdot n_{W \text{ min}} = 2 \cdot 226 = 452 \text{ min}^{-1}$$

$$n_{\text{Motor max}} = i \cdot n_{W \text{ max}} = 2 \cdot 2604 = 5208 \text{ min}^{-1}$$

$$M_{\text{Motor max}} = -\frac{M_{W \text{ max}} - M_R}{i} = -\frac{108 - 20}{2} = -44 \text{ Nm}$$

$$M_{\text{Motor min}} = -\frac{M_{W \text{ min}} - M_R}{i} = -\frac{9,4 - 0}{2} = -4,7 \text{ Nm}$$

Das Reibmoment bei $n_{W \text{ min}}$ wurde mit 0 angenommen. Die Motormomente sind negativ, da hier ein Abwickler vorliegt (generatorischer Betrieb).

Ermittlung der maximalen Motormomente beim Beschleunigen und Verzögern

$$\begin{aligned} J_{V \text{ max}} &= \frac{\pi \cdot b \cdot \rho_W}{32} \cdot 10^3 \cdot (D_{\text{max}}^4 - D_{\text{Kern}}^4) \\ &= \frac{\pi \cdot 1,7 \cdot 0,93}{32} \cdot 10^3 \cdot (1,27^4 - 0,11^4) = 403,76 \text{ kgm}^2 \end{aligned}$$

$$J_{\text{Kern}} \approx 0 \text{ (Kern aus Pappe)}$$

$$J_F = J_{\text{Motor}} + J_{\text{Zusatz}} \approx 0,08 \text{ kgm}^2 \text{ (geschätzt)}$$

Verhältnisse bei $D = D_{\text{max}}$

$$\begin{aligned} M_{b \text{ Motor+Zusatz}} &= (J_{\text{Motor}} + J_{\text{Zusatz}}) \cdot i \cdot \frac{2}{D_{\text{max}}} \cdot \frac{v_{\max}}{t_b} \\ &= 0,08 \cdot 2 \cdot \frac{2}{1,27} \cdot \frac{15}{40} = 0,094 \text{ Nm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{b \text{ Kern+Wickel}} &= (J_{\text{Kern}} + J_{\text{Wickel}}) \cdot \frac{2}{D_{\text{max}}} \cdot \frac{v_{\max}}{t_b} \\ &= (0 + 403,76) \cdot \frac{2}{1,27} \cdot \frac{15}{40} = 238,4 \text{ Nm} \end{aligned}$$

$$M_v = M_b \text{ (da } t_b = t_v \text{)}$$

Beschleunigen von 0 auf $v_{\max}$ (ohne Zug, mit Reibung):

$$\begin{aligned}
 M_{Motor} &= M_{b\,Motor+Zusatz} + (M_{b\,Kern+Wickel} - M_{W\,max} + M_R) \cdot \frac{1}{i} \\
 &= 0,094 + (238,4 - 0 + 20) \cdot \frac{1}{2} \\
 &= 0,094 + 129,2 = 129,3 \, Nm
 \end{aligned}$$

Verzögern von $v_{\max}$ auf 0 (mit Zug, mit Reibung):

$$\begin{aligned}
 M_{Motor} &= -M_{v\,Motor+Zusatz} + (-M_{v\,Kern+Wickel} - M_{W\,max} + M_R) \cdot \frac{1}{i} \\
 &= -0,094 + (-238,4 - 108 + 20) \cdot \frac{1}{2} \\
 &= -0,094 - 163,2 = -163,3 \, Nm
 \end{aligned}$$

Das größte Motormoment wird beim Verzögern mit Zug benötigt. Das Beschleunigungs- bzw. Verzögerungsmoment für Motor+Zusatz spielt bei $D_{\max}$ praktisch keine Rolle.

Verhältnisse bei $D=D_{Kern}$:

$$\begin{aligned}
 M_{b\,Motor+Zusatz} &= (J_{Motor} + J_{Zusatz}) \cdot i \cdot \frac{2}{D_{Kern}} \cdot \frac{v_{\max}}{t_b} \\
 &= 0,08 \cdot 2 \cdot \frac{2}{0,11} \cdot \frac{15}{40} = 1,09 \, Nm \\
 M_{b\,Kern+Wickel} &\approx 0 \quad (J_V = 0, J_{Kern} \approx 0)
 \end{aligned}$$

$$M_v = M_b \quad (\text{da } t_b = t_v)$$

Beschleunigen von 0 auf $v_{\max}$ (ohne Zug, ohne Reibung):

$$\begin{aligned}
 M_{Motor} &= M_{b\,Motor+Zusatz} + (M_{b\,Kern+Wickel} - M_{W\,min} + M_R) \cdot \frac{1}{i} \\
 &= 1,09 + (0 - 0 + 0) \cdot \frac{1}{2} = 1,09 \, Nm
 \end{aligned}$$

Verzögern von $v_{\max}$ auf 0 (mit Zug, ohne Reibung):

$$\begin{aligned} M_{\text{Motor}} &= -M_{v \text{ Motor} + \text{Zusatz}} + (-M_{v \text{ Kern} + \text{Wickel}} - M_{W \min} + M_R) \cdot \frac{1}{i} \\ &= -1,09 + (0 - 9,4 + 0) \cdot \frac{1}{2} = -5,79 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Das größte Motormoment wird beim Verzögern mit Zug benötigt.

Auswahl des Motors

Gewählter Motor anhand der berechneten maximalen Motormomente:

1PA6 133-4HD.

$P_n = 13,5 \text{ kW}$; $M_n = 112 \text{ Nm}$; $n_n = 1150 \text{ min}^{-1}$; $n_1 = 2500 \text{ min}^{-1}$; $I_n = 29 \text{ A}$; $I_\mu = 13 \text{ A}$; $J_{\text{Motor}} = 0,076 \text{ kgm}^2$

Beim Verzögern von $v_{\max}$ auf 0 (mit Zug, mit Reibung) bei $n_{\min}$ wird der Motor mit

$$\frac{163,3}{112} = 1,46 \text{ fachem}$$

Motornennmoment für 40 s beansprucht. Die Motorleistung beträgt dabei maximal:

$$P_{\text{Motor}} = \frac{M_{\text{Motor}} \cdot n_{\text{Motor min}}}{9550} = \frac{163,3 \cdot 452}{9550} = 7,73 \text{ kW}$$

Das stationäre Wickelmoment mit 44 Nm ist bei $n_{\min}$ für den Motor zulässig.

Zur Überprüfung des Motors im Feldschwäcbereich wird die zulässige Leistung des Motors bei $n_{\max}$ und 1,3fachem Sicherheitsabstand bestimmt:

$$P_{\text{zul } n_{\max}} = P_n \cdot \frac{n_1}{n_{\max}} = 13,5 \cdot \frac{2500}{5208} = 6,48 \text{ kW}$$

Zulässiges Motormoment bei $n_{\max}$ und 1,3fachem Sicherheitsabstand vom Kippmoment:

$$M_{\text{zul } n_{\max}} = \frac{P_{\text{zul } n_{\max}} \cdot 9550}{n_{\max}} = \frac{6,48 \cdot 9550}{5208} = 11,9 \text{ Nm}$$

Der Motor kann also auch bei $n_{\max}$ das geforderte Moment von 5,79 Nm beim Verzögern mit Zug aufbringen. Die Motorleistung beträgt dabei maximal:

$$P_{\text{Motor}} = \frac{M_{\text{Motor}} \cdot n_{\text{Motor max}}}{9550} = \frac{5,79 \cdot 5208}{9550} = 3,16 \text{ kW}$$

Auswahl des Wechselrichters und der E/R-Einheit

Der maximale Motorstrom im dynamischen Betrieb beträgt:

$$I_{Motor\ max\ dyn} \approx \sqrt{\left(\frac{M_{Motor\ max\ dyn}}{M_{Motor\ n}}\right)^2 \cdot (I_{Motor\ n}^2 - I_{\mu\ n}^2) + I_{\mu\ n}^2}$$

Mit $I_{\mu\ n} = 13\ A$ erhält man:

$$I_{Motor\ max\ dyn} \approx \sqrt{\left(\frac{163,3}{112}\right)^2 \cdot (29^2 - 13^2) + 13^2} = 40\ A$$

Der maximale Motorstrom im Wickelbetrieb beträgt:

$$I_{Motor\ max\ stat} \approx \sqrt{\left(\frac{M_{Motor\ max\ stat}}{M_{Motor\ n}}\right)^2 \cdot (I_{Motor\ n}^2 - I_{\mu\ n}^2) + I_{\mu\ n}^2}$$

$$I_{Motor\ max\ stat} \approx \sqrt{\left(\frac{44}{112}\right)^2 \cdot (29^2 - 13^2) + 13^2} = 16,5\ A$$

Gewählt wird daher eine WR-Einheit (2x):

6SE7023-4TC61

$P_{U\ n} = 15\ kW$; $I_{U\ n} = 34\ A$; $I_{U\ max} = 46,4\ A$

Technologiebaugruppe T300 mit Wicklerregelung

E/R-Einheit:

6SE7024-1EC85-1AA0

$P_n = 15\ kW$; $I_{ZK\ n} = 41\ A$

Spartransformator 25% ED:

4AP2795-0UA01-8A (25% sind ausreichend, da die Wickelleistung nur 2,55 kW beträgt)

4% u_k Netzdrossel:

4EP3900-5UK

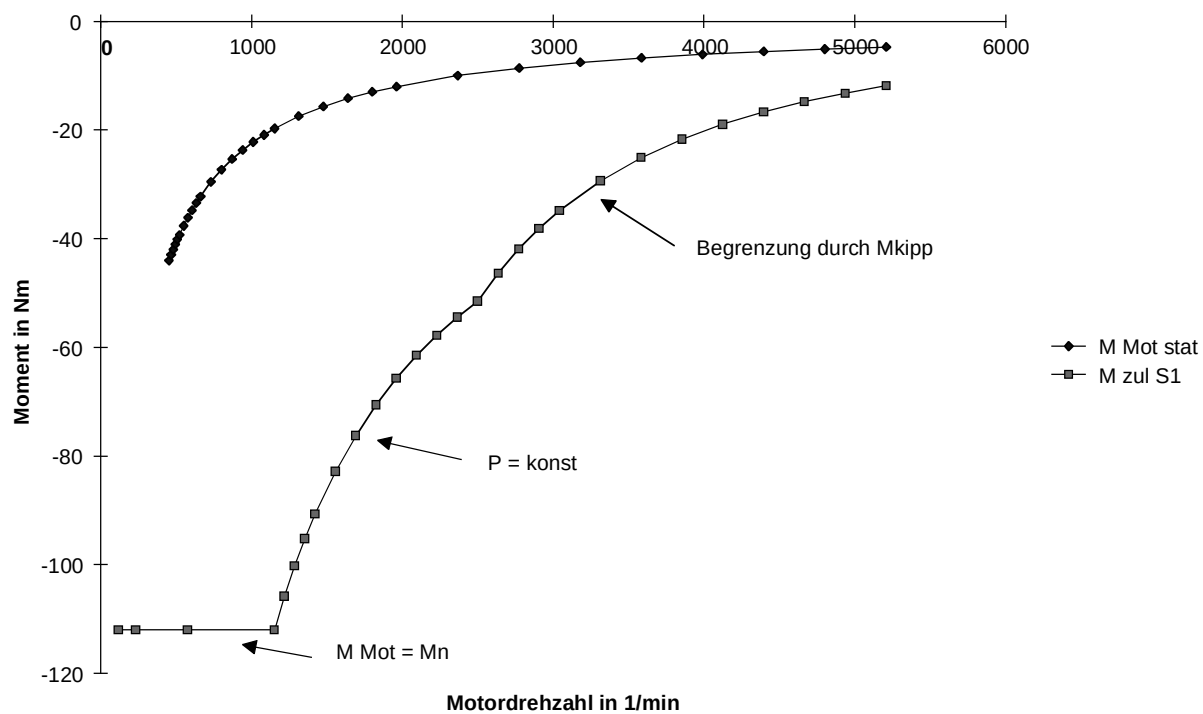


Diagramm für das Wickelmoment ($M_{\text{Mot stat}}$) und die $M_{\text{zul S1}}$ -Kennlinie

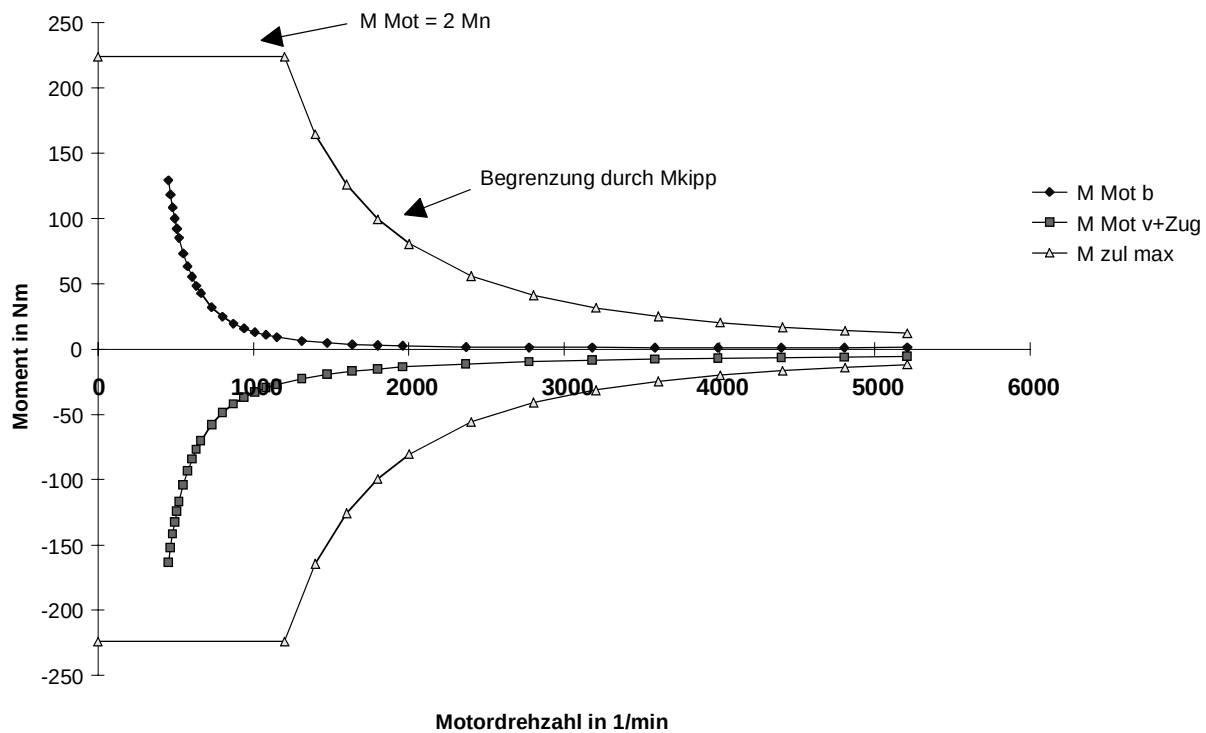


Diagramm für das Beschleunigungsmoment ohne Zug ($M_{Mot b}$), das Verzögerungsmoment mit Zug ($M_{Mot v+Zug}$) und die $M_{zul max}$ -Kennlinie

3.2.3 Aufwickler mit Zugregelung über Zugmeßdose

Es handelt sich um einen Wendewickler mit Warenspeicher. Die mit max. 50 m/min laufende Stoffbahn wird zuggeregelt aufgewickelt. Kurz vor Erreichen des Enddurchmessers wird der Rollenträger geschwenkt und anschließend der Wickler gestoppt, die Bahn abgeschnitten und an der leeren Hülse des zweiten Wicklers angeklebt. Während dieser Zeit (ca. 15-20 s) muß der Warenspeicher das Material der kontinuierlich laufenden Maschine aufnehmen.

Nach dem Start des leeren Wicklers läuft dieser geschwindigkeitsgeregelt 17,8 m/min schneller als die Bahngeschwindigkeit der Maschine. Der Warenspeicher wird dadurch in ca. 60 s geleert. Anschließend wird auf Zugregelung umgeschaltet.

Daten des Aufwicklers

Max. Rollendurchmesser	$D_{\max}$	= 1 m
Kerndurchmesser	D_{Kern}	= 0,12 m
Max. Rollengewicht	m_W	= 870 kg
Max. Bahngeschwindigkeit im Betrieb	$v_{\max B}$	= 50 m/min = 0,833 m/s
Max. Bahngeschwindigkeit beim Leeren des Warenspeichers	$v_{\max L}$	= 67,8 m/min = 1,13 m/s
Bahnzug	F_Z	= 600 N
Beschleunigen	t_b	= 2 s
Schnellhalt	t_v	= 2 s
Materialdicke	d	= 2 mm

Stationärer Betrieb

$$n_{W \min} = \frac{v_{\max B} \cdot 60}{\pi \cdot D_{\max}} = \frac{0,833 \cdot 60}{\pi \cdot 1} = 15,9 \text{ min}^{-1}$$

$$n_{W \max} = \frac{v_{\max L} \cdot 60}{\pi \cdot D_{\text{Kern}}} = \frac{1,13 \cdot 60}{\pi \cdot 0,12} = 180 \text{ min}^{-1}$$

$$M_{W \max} = F_Z \cdot \frac{D_{\max}}{2} = 600 \cdot \frac{1}{2} = 300 \text{ Nm}$$

$$M_{W \min} = F_Z \cdot \frac{D_{\text{Kern}}}{2} = 600 \cdot \frac{0,12}{2} = 36 \text{ Nm}$$

$$P_W = \frac{F_Z \cdot v_{\max B}}{10^3} = \frac{600 \cdot 0,833}{10^3} = 0,5 \text{ kW}$$

Getriebeübersetzung $i = 20$ gewählt

Getriebewirkungsgrad $\eta_G = 0,9$ angenommen

$$n_{\text{Motor min}} = i \cdot n_{W \text{ min}} = 20 \cdot 15,9 = 318 \text{ min}^{-1}$$

$$n_{\text{Motor max}} = i \cdot n_{W \text{ max}} = 20 \cdot 180 = 3600 \text{ min}^{-1}$$

$$M_{\text{Motor max}} = \frac{M_{W \text{ max}}}{i \cdot \eta_G} = \frac{300}{20 \cdot 0,9} = 16,7 \text{ Nm}$$

$$M_{\text{Motor min}} = \frac{M_{W \text{ min}}}{i \cdot \eta_G} = \frac{36}{20 \cdot 0,9} = 2 \text{ Nm}$$

Ermittlung der maximalen Motormomente beim Beschleunigen und Verzögern

$$\begin{aligned} J_{V \text{ max}} &= \frac{1}{8} \cdot m_W \cdot (D_{\max}^2 + D_{\text{Kern}}^2) \\ &= \frac{1}{8} \cdot 870 \cdot (1^2 + 0,12^2) = 110,3 \text{ kgm}^2 \end{aligned}$$

$$J_{\text{Kern}} \approx 0 \text{ (Kern aus Pappe)}$$

$$J_F = J_{\text{Motor}} + J_{\text{Zusatz}} \approx 0,03 \text{ kgm}^2 \text{ (geschätzt)}$$

Verhältnisse bei $D=D_{\max}$

$$\begin{aligned} M_{b \text{ Motor+Zusatz}} &= (J_{\text{Motor}} + J_{\text{Zusatz}}) \cdot i \cdot \frac{2}{D_{\max}} \cdot \frac{v_{\max B}}{t_b} \\ &= 0,03 \cdot 20 \cdot \frac{2}{1} \cdot \frac{0,833}{2} = 0,5 \text{ Nm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{b \text{ Kern+Wickel}} &= (J_{\text{Kern}} + J_{\text{Wickel}}) \cdot \frac{2}{D_{\max}} \cdot \frac{v_{\max B}}{t_b} \\ &= (0 + 110,3) \cdot \frac{2}{1} \cdot \frac{0,833}{2} = 91,92 \text{ Nm} \end{aligned}$$

$$M_v = M_b \text{ (da } t_b = t_v \text{)}$$

Beschleunigen von 0 auf $v_{\max B}$ (mit Zug):

$$\begin{aligned}
 M_{Motor} &= M_{b\ Motor+Zusatz} + (M_{b\ Kern+Wickel} + M_{W\ max}) \cdot \frac{1}{i \cdot \eta_G} \\
 &= 0,5 + (91,92 + 300) \cdot \frac{1}{20 \cdot 0,9} \\
 &= 0,5 + 21,77 = 22,27\ Nm
 \end{aligned}$$

Verzögern von $v_{\max B}$ auf 0 (mit Zug):

$$\begin{aligned}
 M_{Motor} &= -M_{v\ Motor+Zusatz} + (-M_{v\ Kern+Wickel} + M_{W\ max}) \cdot \frac{1}{i \cdot \eta_G} \\
 &= -0,5 + (-91,92 + 300) \cdot \frac{1}{20 \cdot 0,9} \\
 &= -0,5 + 11,56 = 11,06\ Nm
 \end{aligned}$$

Verzögern von $v_{\max B}$ auf 0 (ohne Zug, z. B. Material gerissen):

$$\begin{aligned}
 M_{Motor} &= -0,5 + (-91,92) \cdot \frac{0,9}{20} && \text{(der Faktor } 1/\eta_G \text{ wurde in } \eta_G \text{ geändert,} \\
 & && \text{da der Klammerausdruck } < 0 \text{ ist)} \\
 &= -0,5 - 4,14 = -4,64\ Nm
 \end{aligned}$$

Das größte Motormoment wird beim Beschleunigen mit Zug benötigt. Das größte generatorische Motormoment wird beim Verzögern ohne Zug benötigt. Das Beschleunigungs- bzw. Verzögerungsmoment für Motor+Zusatz spielt bei $D_{\max}$ praktisch keine Rolle.

Verhältnisse bei $D=D_{Kern}$:

$$\begin{aligned}
 M_{b\ Motor+Zusatz} &= (J_{Motor} + J_{Zusatz}) \cdot i \cdot \frac{2}{D_{Kern}} \cdot \frac{v_{\max L}}{t_b} \\
 &= 0,03 \cdot 20 \cdot \frac{2}{0,12} \cdot \frac{1,13}{2} = 5,65\ Nm \\
 M_{b\ Kern+Wickel} &\approx 0 \quad (J_v = 0, J_{Kern} \approx 0)
 \end{aligned}$$

$$M_v = M_b \quad (\text{da } t_b = t_v)$$

Beschleunigen von 0 auf $v_{\max L}$ (mit Zug):

$$\begin{aligned} M_{Motor} &= M_{b\,Motor+Zusatz} + (M_{b\,Kern+Wickel} + M_{W\,min}) \cdot \frac{1}{i \cdot \eta_G} \\ &= 5,65 + (0 + 36) \cdot \frac{1}{20 \cdot 0,9} = 7,65 \, Nm \end{aligned}$$

Verzögern von $v_{\max L}$ auf 0 (mit Zug):

$$\begin{aligned} M_{Motor} &= -M_{v\,Motor+Zusatz} + (-M_{v\,Kern+Wickel} + M_{W\,min}) \cdot \frac{1}{i \cdot \eta_G} \\ &= -5,65 + (0 + 36) \cdot \frac{1}{20 \cdot 0,9} \\ &= -5,65 + 2 = -3,65 \, Nm \end{aligned}$$

Verzögern von $v_{\max L}$ auf 0 (ohne Zug):

$$M_{Motor} = -5,65 \, Nm$$

Das größte Motormoment wird beim Beschleunigen mit Zug benötigt. Das größte generatorische Motormoment wird beim Verzögern ohne Zug benötigt.

Ermittlung der maximalen Bremsleistung

Für die Motorleistung gilt:

$$P_{Motor} = \frac{M_{Motor} \cdot n_{Motor}}{9550}$$

Die maximale Motorleistung im generatorischen Betrieb tritt hier beim Verzögern ohne Zug bei maximaler Drehzahl auf (d.h. bei $D=D_{Kern}$).

$$P_{br\,Motor\,max} = \frac{-5,65 \cdot 3600}{9550} = -2,13 \, kW$$

Auswahl des Motors

Gewählter Motor anhand der berechneten maximalen Motormomente:

1PQ5 113-4AA20-Z

$P_n=4 \text{ kW}$; $M_n=27 \text{ Nm}$; $n_n=1435 \text{ min}^{-1}$; $I_n=9,2 \text{ A}$;

$M_{Kipp}=3 M_n$; $\eta_{Motor}=0,83$; $J_{Motor}=0,011 \text{ kgm}^2$

Überprüfung des Motors im Feldschwäcbereich bei n_{max}

Kippmoment des Motors im Feldschwäcbereich:

$$M_{Kipp} = M_{Kipp n} \cdot \left(\frac{n_n}{n}\right)^2$$

Zulässiges Motormoment bei n_{max} und 1,3fachem Sicherheitsabstand vom Kippmoment:

$$M_{zul} = \frac{M_{Kipp}}{1,3} = \frac{M_{Kipp n}}{1,3} \cdot \left(\frac{n_n}{n_{max}}\right)^2 = \frac{3 \cdot 27}{1,3} \cdot \left(\frac{1435}{3600}\right)^2 = 9,9 \text{ Nm}$$

Der Motor kann auch bei n_{max} das geforderte Moment von 7,65 Nm beim Beschleunigen mit Zug aufbringen.

Auswahl des Umrichters

Gewählter Umrichter:

6SE7021-0EA61

$P_{Un}=4 \text{ kW}$; $I_n=10,2 \text{ A}$

Technologiebaugruppe T300 mit Wicklerregelung

Auslegung des Bremswiderstandes

Die maximale Bremsleistung für den Bremswiderstand beträgt:

$$P_{br W max} = P_{br Motor max} \cdot \eta_{Motor} = 2,13 \cdot 0,83 = 1,77 \text{ kW}$$

Auftretende Bremsenergie:

$$W_{br} = \frac{P_{br W \max} \cdot t_v}{2} = \frac{1,77 \cdot 2}{2} = 1,77 \text{ kWs}$$

Wickelzeit:

$$t_w = \frac{D_{\max}^2 - D_{Kern}^2}{4 \cdot d \cdot v_{\max}} \cdot \pi = \frac{1^2 - 0,12^2}{4 \cdot 0,002 \cdot 50} \cdot \pi = 7,74 \text{ min} > 90 \text{ s}$$

Die Zykluszeit für den Bremsvorgang wird daher zu 90 s gesetzt. Für den Bremswiderstand muß gelten:

$$\frac{W_{br}}{T} = \frac{1,77}{90} = 0,02 \text{ kW} \leq P_{br \text{ Dauer}}$$

Mit

$$P_{br \text{ Dauer}} = \frac{P_{20}}{36} \quad (\text{bei internem Bremswiderstand})$$

erhält man

$$36 \cdot 0,02 = 0,72 \text{ kW} \leq P_{20}$$

Gewählt wird die kleinste Bremseinheit mit $P_{20} = 5 \text{ kW}$ (6SE7018-0ES87-2DA0). Der interne Bremswiderstand ist ausreichend.

3.2.4 Abwickler mit 1FT6-Motor

Für einen Abwickler mit fliegendem Rollenwechsel ist als Motor ein 1FT6086-8SF71-1AA0 vorgesehen. Es ist die Auslegung zu überprüfen. Der Wechselrichter des Abwicklers soll in einen Mehrmotorenverbund integriert werden.

Daten des Abwicklers

Max. Rollendurchmesser	$D_{\max}$	= 0,8 m
Kerndurchmesser	D_{Kern}	= 0,09 m
Rollengewicht	m	= 100 kg
Max. Bahngeschwindigkeit	$v_{\max}$	= 200 m/min
Statisches Drehmoment bezogen auf Motordrehzahl bei $D_{\max}$	$M_{\text{stat max}}$	= 31 Nm
geforderte Beschleunigungszeit	t_b	= 0,5 s
geforderte Bremszeit	t_v	= 0,5 s
Getriebeübersetzung (Zahnriemen)	i	= 4
Trägheitsmoment Wickeldorn	J_{Dorn}	= 0,08 kgm ²
Durchmesser großes Zahnrad am Wickeldorn (112 Zähne)	$D_{Z \text{ Dorn}}$	= 290 mm
Durchmesser kleines Zahnrad am Motor (28 Zähne)	$D_{Z \text{ Mot}}$	= 72,5 mm
Breite der Zahnräder	b	= 38 mm
Material Zahnräder: Stahl		

Motordaten

Nennleistung	P_n	= 9,7 kW
Nenndrehzahl	$n_{\text{Mot n}}$	= 3000 min ⁻¹
Trägheitsmoment	J_{Mot}	= 0,00665 kgm ²
Wirkungsgrad	η_{Mot}	= 0,91
Drehmomentkonstante	kT_0	= 1,33 Nm/A
Stillstandsmoment	M_0	= 35 Nm
Stillstandsstrom	I_0	= 26,4 A
Max. zulässiges Moment	$M_{\max}$	= 90 Nm
Max. zulässiger Strom	$I_{\max}$	= 84 A

Max. Bahngeschwindigkeit in m/s:

$$v_{\max} = \frac{200}{60} = 3,33 \text{ m/s}$$

Bahnzug:

$$F_Z = M_{\text{stat max}} \cdot i \cdot \frac{2}{D_{\max}} = 31 \cdot 4 \cdot \frac{2}{0,8} = 310 \text{ N}$$

Stationärer Betrieb

$$P_W = -\frac{F_Z \cdot v_{\max}}{1000} = -\frac{310 \cdot 3,33}{1000} = -1,03 \text{ kW}$$

$$n_{\text{Mot min}} = i \cdot \frac{v_{\max} \cdot 60}{\pi \cdot D_{\max}} = 4 \cdot \frac{3,33 \cdot 60}{\pi \cdot 0,8} = 318,3 \text{ min}^{-1}$$

$$n_{\text{Mot max}} = i \cdot \frac{v_{\max} \cdot 60}{\pi \cdot D_{\text{Kern}}} = 4 \cdot \frac{3,33 \cdot 60}{\pi \cdot 0,09} = 2829,4 \text{ min}^{-1}$$

Statisches Motormoment als Funktion der Motordrehzahl:

$$M_{\text{Mot stat}} = -M_{\text{stat max}} \cdot \frac{n_{\text{Mot min}}}{n_{\text{Mot}}}$$

Ermittlung der Motormomente beim Beschleunigen und Verzögern als Funktion der Motordrehzahl

Max. Trägheitsmoment der vollen Rolle:

$$J_{v \max} = \frac{m}{2} \cdot \left(\left(\frac{D_{\max}}{2} \right)^2 + \left(\frac{D_{\text{Kern}}}{2} \right)^2 \right) = \frac{100}{2} \cdot \left(\left(\frac{0,8}{2} \right)^2 + \left(\frac{0,09}{2} \right)^2 \right) = 8,1 \text{ kgm}^2$$

Abschätzung der zusätzlichen Trägheitsmomente:

$$J_{Z \text{ Dorn}} \approx \frac{1}{2} \cdot b \cdot 7,85 \cdot r^4 \cdot 10^3 = \frac{1}{2} \cdot 0,038 \cdot 7,85 \cdot \left(\frac{0,29}{2} \right)^4 \cdot 10^3 = 0,066 \text{ kgm}^2$$

$$J_{Z \text{ Mot}} \approx \frac{1}{2} \cdot b \cdot 7,85 \cdot r^4 \cdot 10^3 = \frac{1}{2} \cdot 0,038 \cdot 7,85 \cdot \left(\frac{0,08}{2} \right)^4 \cdot 10^3 = 0,00026 \text{ kgm}^2$$

Damit erhält man für das auf den Motor bezogene Zusatzträgheitsmoment:

$$J_{Zusatz} = \frac{J_{Dorn} + J_{Z\ Dorn}}{i^2} + J_{Z\ Mot} = \frac{0,066 + 0,08}{4^2} + 0,00026 \approx 0,01 \text{ kgm}^2$$

Beschleunigen von 0 auf $v_{\max}$ ohne Zug (mit Zug)

$$M_{Mot\ b} = (J_{Mot} + J_{Zusatz}) \cdot i \cdot \frac{2}{D_{\max}} \cdot \frac{v_{\max}}{t_b} \cdot \frac{n_{Mot}}{n_{Mot\ min}} \quad \text{Anteil Motor+Zusatz}$$

$$+ J_{v\ max} \cdot \frac{2}{D_{\max}} \cdot \frac{v_{\max}}{t_b} \cdot \frac{D_{\max}^4 \cdot \left(\frac{n_{Mot\ min}}{n_{Mot}}\right)^4 - D_{Kern}^4}{D_{\max}^4 - D_{Kern}^4} \cdot \frac{1}{i} \quad \text{Anteil Wickel}$$

$$(-M_{stat\ max} \cdot \frac{n_{Mot\ min}}{n_{Mot}}) \quad \text{(Anteil Zug)}$$

Die max. Motormomente beim Beschleunigen ergeben sich ohne Zug. Da es sich hier um einen Abwickler mit fliegendem Rollenwechsel handelt, wird die Beschleunigungskurve ohne Zug gerechnet. Bei einem Rollenwechsel muß nämlich die volle oder teilweise volle Rolle zur Vorbereitung des Klebevorganges zunächst ohne Zug beschleunigt werden. Im Betrieb muß nach einem Stillstand nur noch mit Zug beschleunigt werden.

Verzögern von $v_{\max}$ auf 0 mit Zug

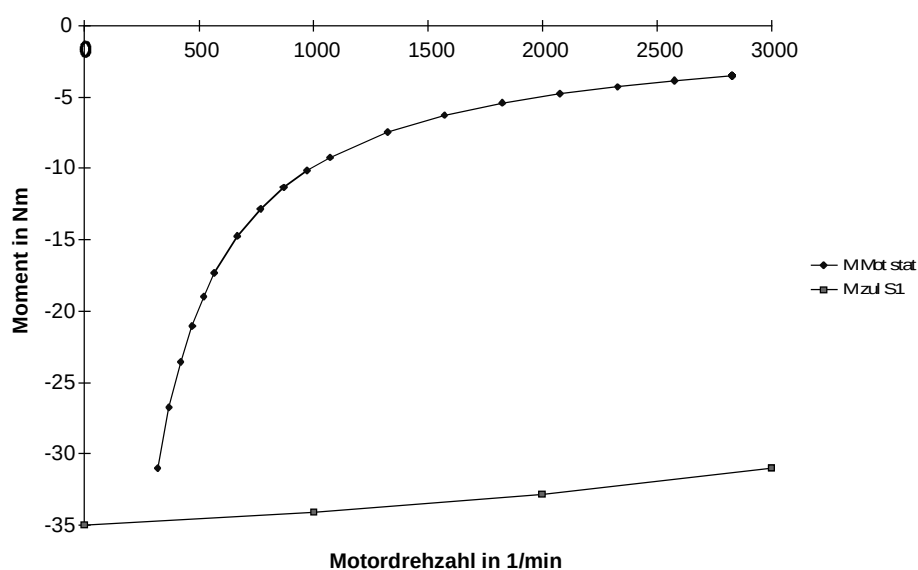
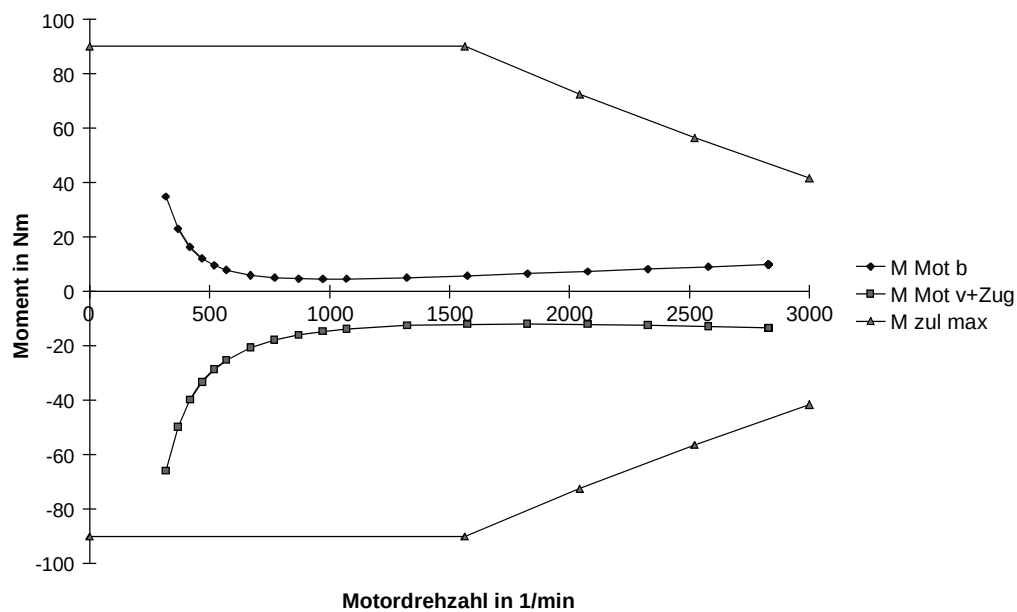
$$M_{Mot\ v} = -(J_{Mot} + J_{Zusatz}) \cdot i \cdot \frac{2}{D_{\max}} \cdot \frac{v_{\max}}{t_v} \cdot \frac{n_{Mot}}{n_{Mot\ min}} \quad \text{Anteil Motor+Zusatz}$$

$$- J_{v\ max} \cdot \frac{2}{D_{\max}} \cdot \frac{v_{\max}}{t_v} \cdot \frac{D_{\max}^4 \cdot \left(\frac{n_{Mot\ min}}{n_{Mot}}\right)^4 - D_{Kern}^4}{D_{\max}^4 - D_{Kern}^4} \cdot \frac{1}{i} \quad \text{Anteil Wickel}$$

$$- M_{stat\ max} \cdot \frac{n_{Mot\ min}}{n_{Mot}} \quad \text{Anteil Zug}$$

Überprüfung des gewählten Motors

Zur Überprüfung des gewählten Motors werden die statischen und dynamischen Momentenkurven zusammen mit den Motorgrenzkurven aufgetragen. Wie man mit den folgenden Kurven sieht, ist der Betrieb des gewählten Motors zulässig.

Statische Momentenkurve und $M_{zul\ S1}$ -KurveBeschleunigungskurve ohne Zug, Verzögerungskurve mit Zug und $M_{zul\ max}$ -Kurve

Auswahl des Wechselrichters

Der Wechselrichter wird nach dem Spitzenstrom im dynamischen Betrieb und nach dem größten Motorstrom im Wickelbetrieb ausgesucht. Damit die Überlastfähigkeit des Wechselrichters ausgenutzt werden kann, muß der größte Motorstrom im Wickelbetrieb kleiner als der Grundlaststrom des Wechselrichters sein. Insgesamt muß also gelten:

$$I_{Mot \max dyn} \leq 1,6 \cdot I_{WR n}$$

$$I_{Mot stat \max} \leq 0,91 \cdot I_{WR n}$$

Für den Motorstrom gilt mit Berücksichtigung der Sättigung:

$$I_{Mot} = \frac{|M_{Mot}|}{kT_0 \cdot b_1} \quad \text{für } |M_{Mot}| \leq M_0$$

$$I_{Mot} = \frac{|M_{Mot}|}{kT_0 \cdot b_1 \cdot \left(1 - \left(\frac{|M_{Mot}| - M_0}{M_{\max} - M_0}\right)^2 \cdot \left(1 - \frac{M_{\max} \cdot I_0}{M_0 \cdot I_{\max}}\right)\right)} \quad \text{für } |M_{Mot}| > M_0$$

mit

$$b_1 = 1 - b \cdot \left(\frac{|n_{Mot}|}{6000}\right)^{1,5} \quad (b=0,1 \text{ für } BG < 100, \text{ sonst } 0,15)$$

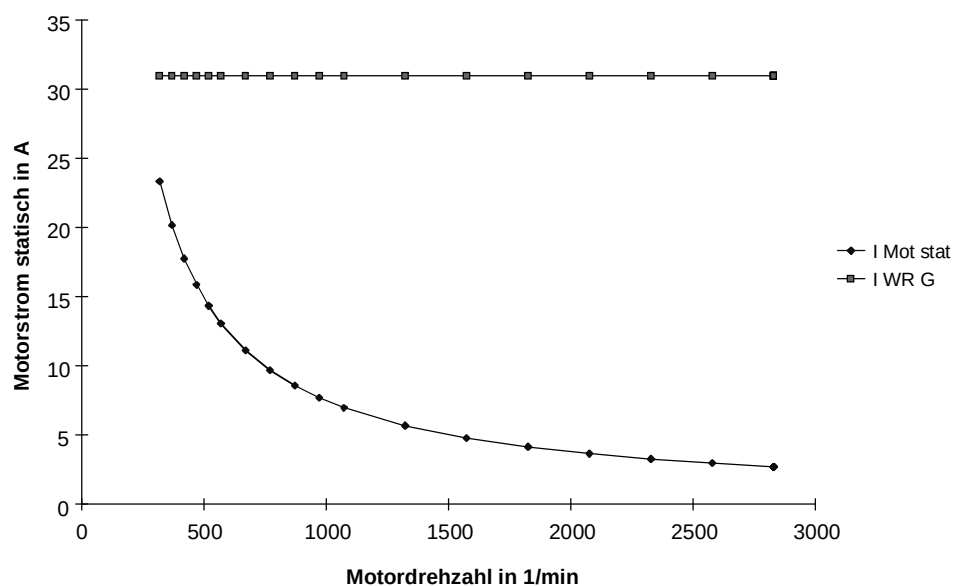
Der max. Motorstrom im Wickelbetrieb beträgt 23,34 A. Der max. Motorstrom im dynamischen Betrieb beträgt 52,77 A. Damit wird folgender Wechselrichter ausgewählt:

6SE7023-4TC51 SIMOVERT MASTERDRIVES Motion Control

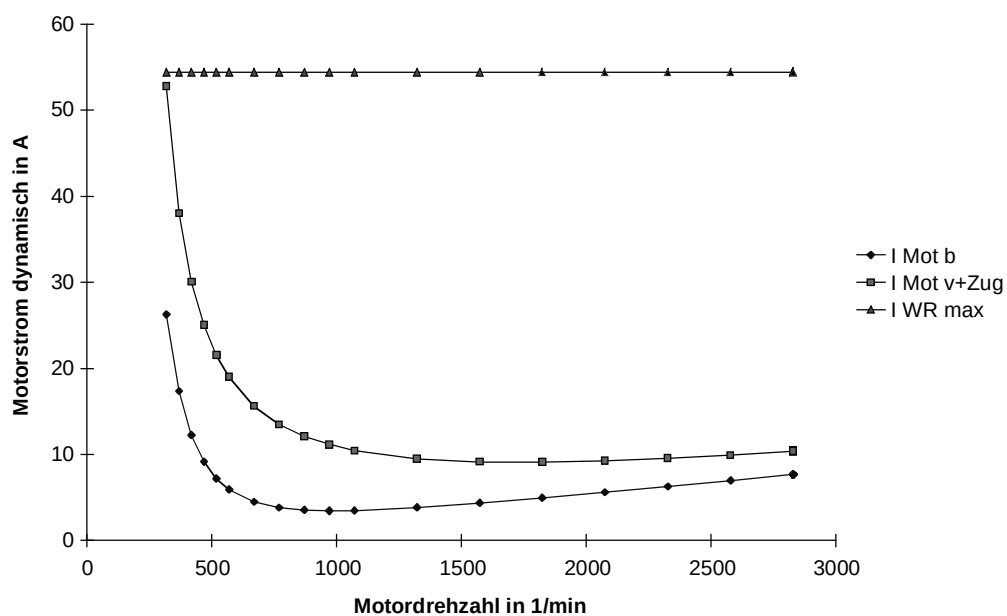
$P_{WR n} = 15 \text{ kW}$

$I_{WR n} = 34 \text{ A}$

$I_{WR \max} = 54,5 \text{ A}$



Motorstrom im Wickelbetrieb, Grundlaststrom des Wechselrichters



Motorströme beim Beschleunigen ohne Zug und beim Verzögern mit Zug, Maximalstrom des Wechselrichters

Zwischenkreisströme

Zur Einbindung des Wechselrichters in einen Mehrmotorenverbund müssen die max. Zwischenkreisströme im dynamischen Betrieb sowie der konstante Zwischenkreisstrom im Wickelbetrieb berechnet werden. Für die Zwischenkreisleistung ergibt sich:

$$P_{ZK} = M_{Mot} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{Mot}}{60} \cdot \frac{1}{(\eta_{Mot} \cdot \eta_{WR})^{VZ}}$$

mit

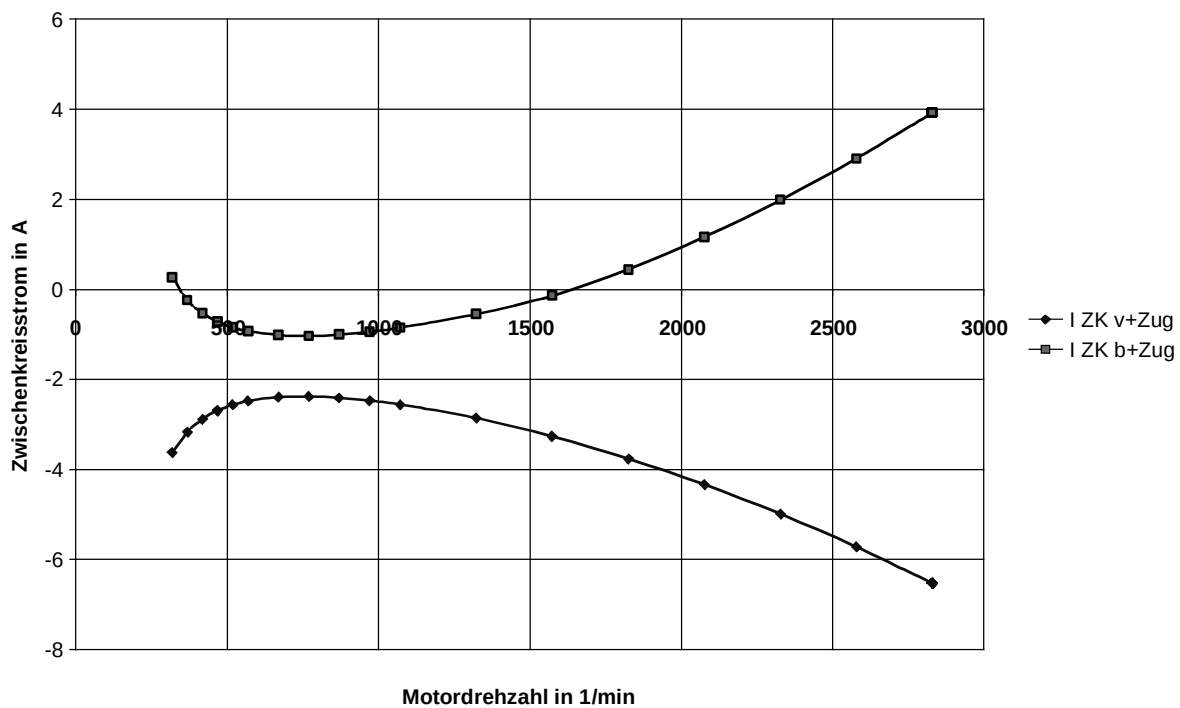
$$VZ = \text{Vorzeichen}(M_{Mot})$$

Damit erhält man den Zwischenkreisstrom zu:

$$I_{ZK} = \frac{P_{ZK}}{1,35 \cdot U_{Netz}}$$

Die maximalen Zwischenkreisleistungen und damit auch die maximalen Zwischenkreisströme treten hier bei maximaler Drehzahl auf. Da der Fall Beschleunigen ohne Zug bei maximaler Drehzahl nicht vorkommt (leere Rolle), wird für die Auslegung die Beschleunigung mit Zug berücksichtigt (Anfahren nach einem Stillstand). Man erhält mit $U_{Netz}=400\text{ V}$ die folgende Werte:

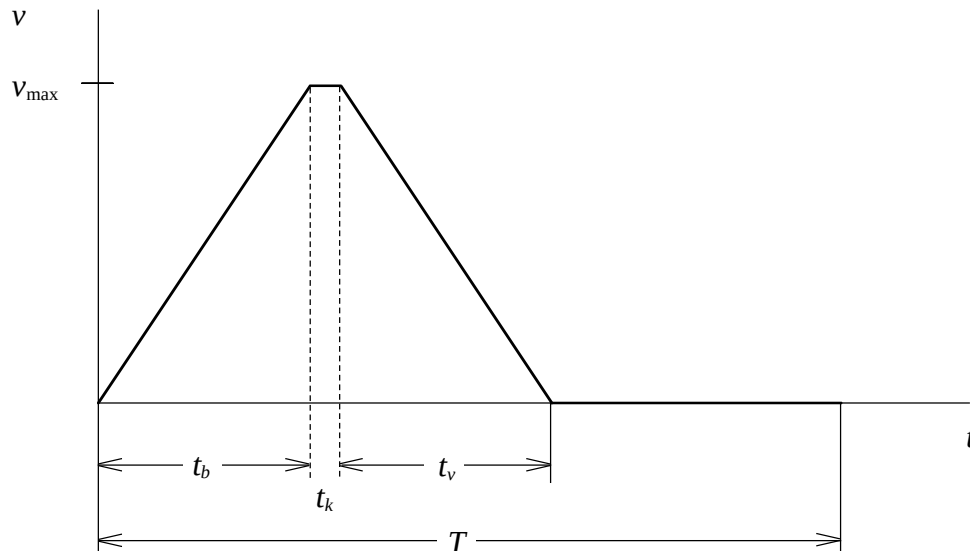
$I_{ZK\ b\ max} = 3,92\text{ A}$	Beschleunigen mit Zug
$I_{ZK\ v\ max} = -6,53\text{ A}$	Verzögern mit Zug
$I_{ZK\ stat} = -1,71\text{ A}$	Wickelbetrieb



Zwischenkreisstrom beim Beschleunigen mit Zug und beim Verzögern mit Zug

3.2.5 Abwickler mit intermittierendem Betrieb

Ein Abwickler soll mit zwei mechanisch gekoppelten 1PA6-Motoren betrieben werden. Die Wechselrichter für die beiden Motoren werden von einer E/R-Einheit gespeist. Die Bahngeschwindigkeit ist nicht konstant sondern sie wird nach der folgenden Fahrkurve vorgegeben.



Daten des Abwicklers

Max. Rollendurchmesser	$D_{\max}$	= 1,25 m
Kerndurchmesser	D_{Kern}	= 0,125 m
Rollengewicht	m	= 2000 kg
Max. Bahngeschwindigkeit	$v_{\max}$	= 600 m/min
Bahnzug	F_z	= 500 N
geforderte Beschleunigungszeit	t_b	= 7 s
geforderte Bremszeit	t_v	= 7 s
Zeit für konstante Geschwindigkeit	t_k	= 1 s
Zykluszeit	T	= 25 s
Getriebeübersetzung	i	= 3

Max. Bahngeschwindigkeit in m/s:

$$v_{\max} = \frac{600}{60} = 10 \text{ m/s}$$

Jeder Motor soll die Hälfte der Last übernehmen. Bei der Berechnung wird daher das Gewicht der Rolle und der Bahnzug jeweils durch zwei geteilt.

Stationärer Betrieb

$$P_W = -\frac{\frac{F_Z}{2} \cdot v_{\max}}{1000} = -\frac{\frac{500}{2} \cdot 10}{1000} = -2,5 \text{ kW}$$

$$n_{\text{Mot min}} = i \cdot \frac{v_{\max} \cdot 60}{\pi \cdot D_{\max}} = 3 \cdot \frac{10 \cdot 60}{\pi \cdot 1,25} = 458,4 \text{ min}^{-1}$$

$$n_{\text{Mot max}} = i \cdot \frac{v_{\max} \cdot 60}{\pi \cdot D_{\text{Kern}}} = 3 \cdot \frac{10 \cdot 60}{\pi \cdot 0,125} = 4583,7 \text{ min}^{-1}$$

Statisches Motormoment als Funktion der Motordrehzahl:

$$M_{\text{Mot stat}} = -M_{\text{Mot stat max}} \cdot \frac{n_{\text{Mot min}}}{n_{\text{Mot}}}$$

mit

$$M_{\text{Mot stat max}} = -\frac{F_Z}{2} \cdot \frac{D_{\max}}{2} \cdot \frac{1}{i} = -\frac{500}{2} \cdot \frac{1,25}{2} \cdot \frac{1}{3} = -52,08 \text{ Nm}$$

Ermittlung der Motormomente beim Beschleunigen und Verzögern als Funktion der Motordrehzahl

Max. Trägheitsmoment der vollen Rolle:

$$J_{v \max} = \frac{m}{2} \cdot \left(\left(\frac{D_{\max}}{2} \right)^2 + \left(\frac{D_{\text{Kern}}}{2} \right)^2 \right) = \frac{2000}{2} \cdot \left(\left(\frac{1,25}{2} \right)^2 + \left(\frac{0,125}{2} \right)^2 \right) = 197,27 \text{ kgm}^2$$

Abschätzung der zusätzlichen Trägheitsmomente (auf den Motor bezogen):

$$J_{\text{Zusatz}} \approx 0,1 \text{ kgm}^2$$

Beschleunigen von 0 auf $v_{\max}$ mit Zug

$$M_{\text{Mot } b} = (J_{\text{Mot}} + J_{\text{Zusatz}}) \cdot i \cdot \frac{2}{D_{\max}} \cdot \frac{v_{\max}}{t_b} \cdot \frac{n_{\text{Mot}}}{n_{\text{Mot min}}} \quad \text{Anteil Motor+Zusatz}$$

$$+ J_{v \max} \cdot \frac{2}{D_{\max}} \cdot \frac{v_{\max}}{t_b} \cdot \frac{D_{\max}^4 \cdot \left(\frac{n_{\text{Mot min}}}{n_{\text{Mot}}}\right)^4 - D_{\text{Kern}}^4}{D_{\max}^4 - D_{\text{Kern}}^4} \cdot \frac{1}{i} \quad \text{Anteil Wickel}$$

$$- M_{\text{stat max}} \cdot \frac{n_{\text{Mot min}}}{n_{\text{Mot}}} \quad \text{Anteil Zug}$$

Verzögern von $v_{\max}$ auf 0 mit Zug

$$M_{\text{Mot } v} = -(J_{\text{Mot}} + J_{\text{Zusatz}}) \cdot i \cdot \frac{2}{D_{\max}} \cdot \frac{v_{\max}}{t_v} \cdot \frac{n_{\text{Mot}}}{n_{\text{Mot min}}} \quad \text{Anteil Motor+Zusatz}$$

$$- J_{v \max} \cdot \frac{2}{D_{\max}} \cdot \frac{v_{\max}}{t_v} \cdot \frac{D_{\max}^4 \cdot \left(\frac{n_{\text{Mot min}}}{n_{\text{Mot}}}\right)^4 - D_{\text{Kern}}^4}{D_{\max}^4 - D_{\text{Kern}}^4} \cdot \frac{1}{i} \quad \text{Anteil Wickel}$$

$$- M_{\text{stat max}} \cdot \frac{n_{\text{Mot min}}}{n_{\text{Mot}}} \quad \text{Anteil Zug}$$

Auswahl des Motors

Gewählt wird der folgende Motor:

1PA6 137-4HF.

$P_n=25 \text{ kW}$; $M_n=136 \text{ Nm}$; $n_n=1750 \text{ min}^{-1}$; $M_{\text{kipp}}=485 \text{ Nm}$; $I_n=56 \text{ A}$; $I_{\mu}=23 \text{ A}$; $J_{\text{Motor}}=0,109 \text{ kgm}^2$
 $\eta_{\text{Motor}}=0,902$

Bei der Motorauswahl muß berücksichtigt werden, daß das Motorbeschleunigungsmoment und das Motorverzögerungsmoment bei jeder Drehzahl jeweils unter der dynamischen Grenzkurve des Motors liegen. Zusätzlich muß der sich aus der Fahrkurve ergebende Effektivstrom bei jeder Drehzahl kleiner oder gleich dem Motornennstrom sein. Die größten Momente und damit auch der größte Effektivstrom ergeben sich bei $n_{\text{Mot}}=n_{\text{Mot min}}$ zu:

$$M_{\text{Mot } b \max} = 99,65 \text{ Nm} \quad \text{max. Beschleunigungsmoment}$$

$$M_{\text{Mot } v \max} = -203,81 \text{ Nm} \quad \text{max. Verzögerungsmoment}$$

Mit

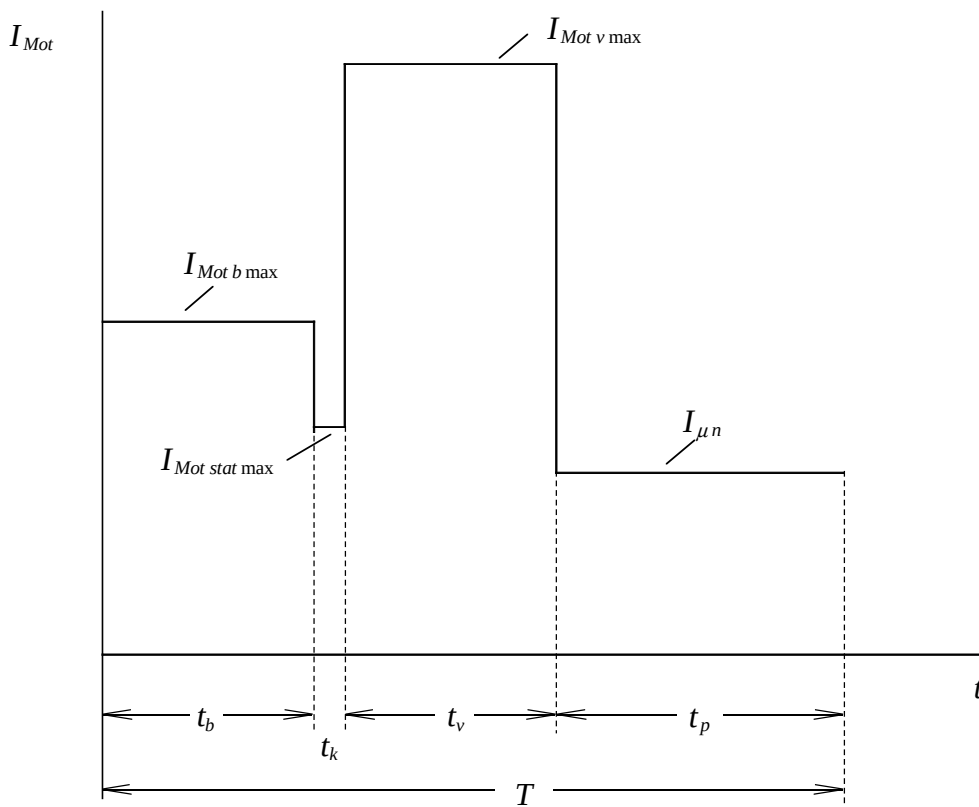
$$I_{Mot} \approx \sqrt{\left(\frac{M_{Mot}}{M_{Mot n}}\right)^2 \cdot (I_{Mot n}^2 - I_{\mu n}^2) + I_{\mu n}^2} \quad (\text{im Konstantflußbereich})$$

ergeben sich die maximalen Motorströme beim Beschleunigen, beim Verzögern und beim Abwickeln mit konstanter Geschwindigkeit zu:

$$I_{Mot b \max} = 43,9 \text{ A}$$

$$I_{Mot v \max} = 79,9 \text{ A}$$

$$I_{Mot stat \max} = 30,2 \text{ A}$$

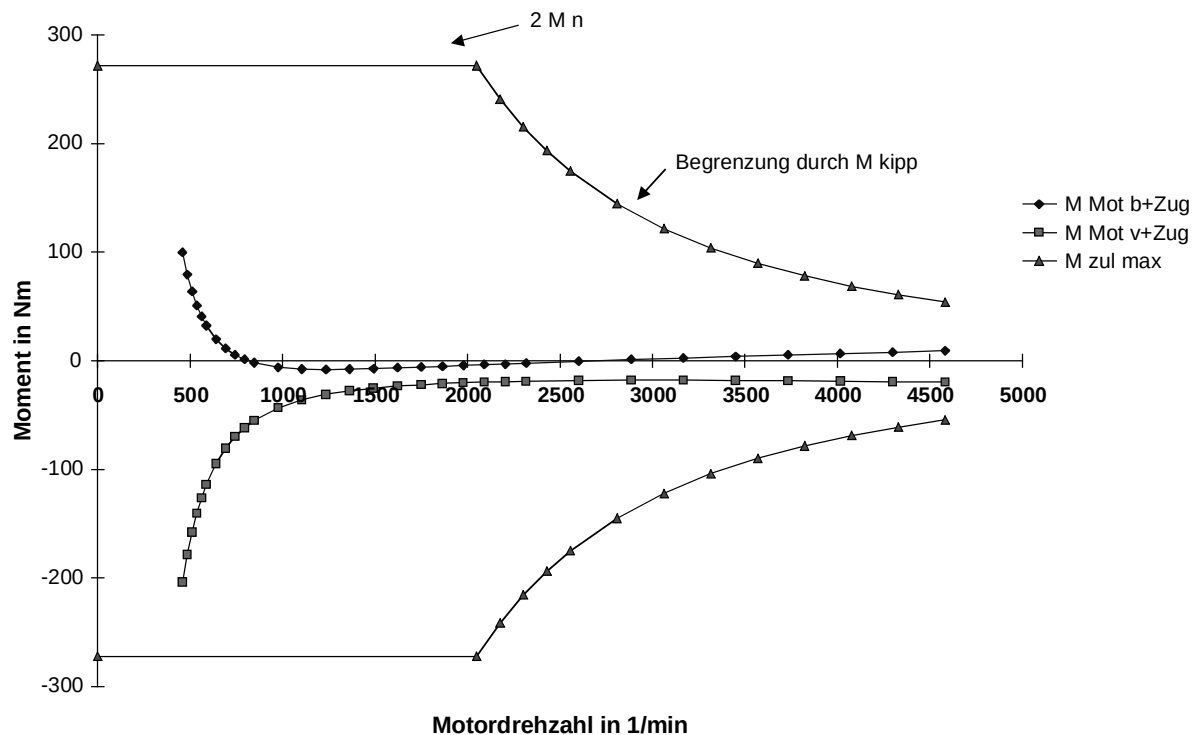


Damit erhält man für den Effektivwert:

$$I_{eff} = \sqrt{\frac{I_{Mot b \max}^2 \cdot t_b + I_{Mot stat \max}^2 \cdot t_k + I_{Mot v \max}^2 \cdot t_v + I_{\mu n}^2 \cdot t_p}{T}} = 50,75 \text{ A}$$

Dieser Wert liegt unter dem Motornennstrom mit 56 A.

Zur Kontrolle der dynamischen Verhältnisse wird die dynamische Grenzkurve des Motors zusammen mit dem Beschleunigungs- und Verzögerungsmoment betrachtet.



Auswahl der Wechselrichter

Die Wechselrichter werden nach dem Spitzenstrom im dynamischen Betrieb und nach dem größten Effektivstrom ausgesucht. Insgesamt muß also gelten:

$$I_{Mot \max dyn} \leq 1,36 \cdot I_{WR n} \quad \text{bzw.} \quad I_{Mot \max dyn} \leq 1,6 \cdot I_{WR n} \quad (\text{bei 1,6facher Überlastfähigkeit})$$

$$I_{Mot eff \max} \leq I_{WR n}$$

Der max. effektive Motorstrom beträgt 50,75 A. Der max. Motorstrom im dynamischen Betrieb beträgt 79,9 A. Damit werden die folgenden Wechselrichter ausgewählt:

6SE7026-0TD61 SIMOVERT MASTERDRIVES Vector Control

$P_{WR n} = 30 \text{ kW}$; $I_{WR n} = 59 \text{ A}$; $I_{WR \max} = 94,4 \text{ A}$ (1,6fache Überlastfähigkeit)

Die 1,6fache Überlastfähigkeit kann hier ausgenutzt werden, da das Motormoment und damit auch der Motorstrom zu höheren Drehzahlen hin kleiner werden und da der maximale Motorstrom im Konstantflußbereich benötigt wird. Der etwas frühere Eintritt in die Feldschwächung (bei 90% der Nenndrehzahl) spielt also hier keine Rolle.

Auswahl der E/R-Einheit

Die E/R-Einheit wird nach dem maximalen Zwischenkreisstrom im dynamischen Betrieb und nach dem größten Effektivwert des Zwischenkreisstromes ausgelegt. Die Zwischenkreisströme für jeden Wechselrichter werden über die Zwischenkreisleistung berechnet.

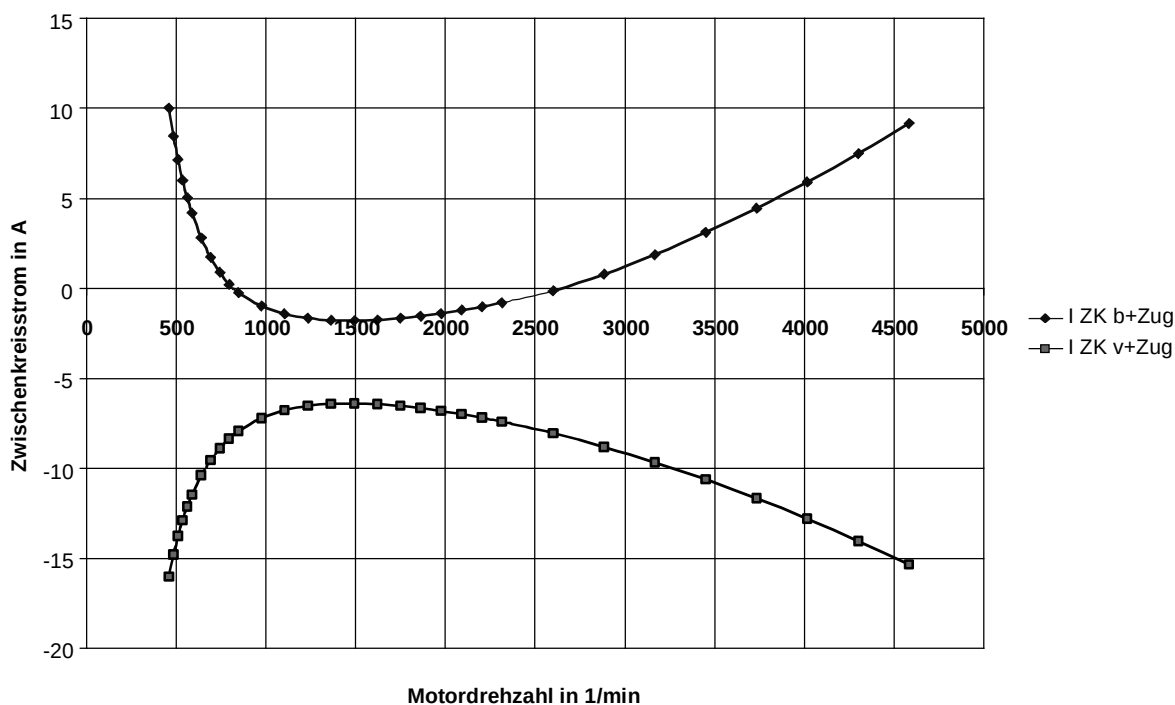
$$P_{ZK} = M_{Mot} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{Mot}}{60} \cdot \frac{1}{(\eta_{Mot} \cdot \eta_{WR})^{VZ}}$$

mit

$$VZ = \text{Vorzeichen}(M_{Mot})$$

Damit erhält man den Zwischenkreisstrom zu:

$$I_{ZK} = \frac{P_{ZK}}{1,35 \cdot U_{Netz}}$$



Die maximalen Zwischenkreisleistungen beim Beschleunigen und beim Verzögern und damit auch die maximalen Zwischenkreisströme treten hier bei minimaler Drehzahl auf. Man erhält mit $U_{\text{Netz}}=400 \text{ V}$ die folgende Werte für jeweils einen Motor:

$$I_{ZK \text{ b max}} = 10,02 \text{ A}$$

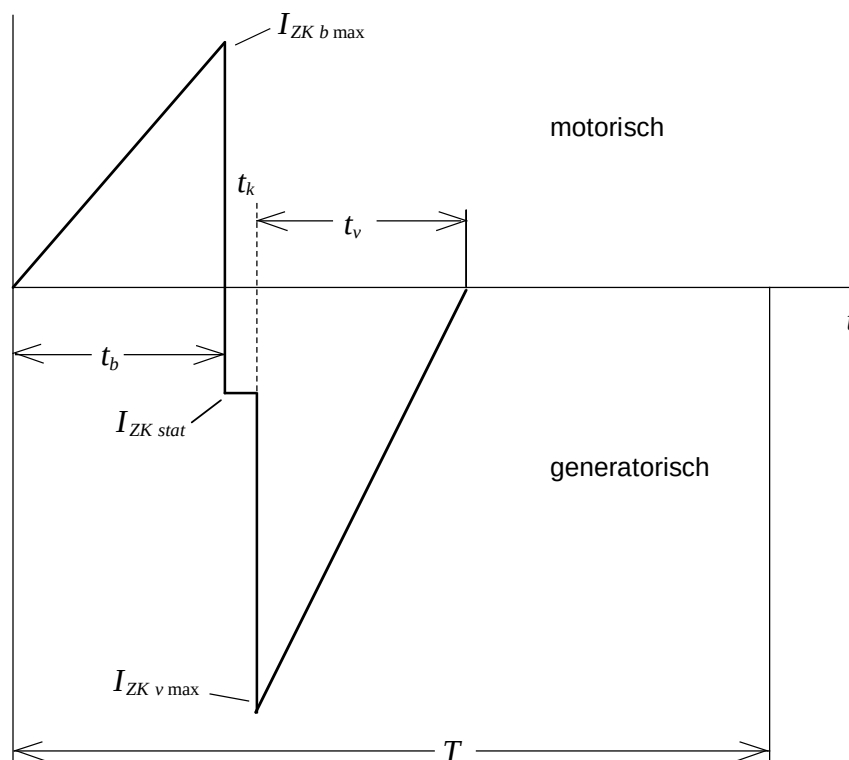
max. Zwischenkreisstrom beim Beschleunigen

$$I_{ZK \text{ v max}} = -16,01 \text{ A}$$

max. Zwischenkreisstrom beim Verzögern

$$I_{ZK \text{ stat}} = -4,09 \text{ A}$$

Zwischenkreisstrom bei konstanter Geschwindigkeit



Für den Effektivwert im motorischen Betrieb für jeweils einen Motor gilt:

$$I_{ZK \text{ eff mot}} = \sqrt{\frac{I_{ZK \text{ b max}}^2 \cdot t_b}{\frac{3}{T}}} = 3,06 \text{ A}$$

Für den Effektivwert im generatorischen Betrieb für jeweils einen Motor gilt:

$$I_{ZK \text{ eff gen}} = \sqrt{\frac{I_{ZK \text{ stat}}^2 \cdot t_k + \frac{I_{ZK \text{ v max}}^2 \cdot t_v}{3}}{T}} = 4,96 \text{ A}$$

Die E/R-Einheit wird nach den folgenden Kriterien für die Summenströme der beiden Motoren ausgewählt:

$$\sum I_{ZK\ b\ max} = 2 \cdot 10,02 = 20,04 \leq 1,36 \cdot I_{ZK\ E/R\ n}$$

Maximalwert motorisch

$$\sum |I_{ZK\ v\ max}| = 2 \cdot 16,01 = 32,02 \leq 1,36 \cdot 0,92 \cdot I_{ZK\ E/R\ n}$$

Maximalwert generatorisch

$$\sum I_{ZK\ eff\ mot} = 2 \cdot 3,06 = 6,12 \leq I_{ZK\ E/R\ n}$$

Effektivwert motorisch

$$\sum I_{ZK\ eff\ gen} = 2 \cdot 4,96 = 9,92 \leq 0,92 \cdot I_{ZK\ E/R\ n}$$

Effektivwert generatorisch

Damit ergibt sich eine 15 kW E/R-Einheit mit $I_{ZK\ E/R\ n} = 41\ A$. Da aber die Leistung der E/R-Einheit mindestens 30% der Leistungen der angeschlossenen Wechselrichter betragen soll, wird eine 37 kW E/R-Einheit gewählt.

6SE7028-6EC85-1AA0

$P_n = 37\ kW$; $I_{ZK\ n} = 86\ A$

Für einen Rückspeisetransformator mit 25% ED beträgt der zulässige Effektivwert:

$$I_{ZK\ eff\ zul} = I_{ZK\ E/R\ n} \cdot 0,92 \cdot \sqrt{\frac{25}{100}} = I_{ZK\ E/R\ n} \cdot 0,46 = 86 \cdot 0,46\ A = 39,56\ A$$

Da dieser Wert größer als der generatorische Effektivwert ist, ist ein 25% ED Rückspeisetransformator also ausreichend. Zusätzlich wird eine 4% u_k Netzdrossel 4EU2451-4UA00 benötigt.

3.3 Positionierantriebe

3.3.1 Allgemeines

Positionierverfahren

Die Positionierung kann auf zwei Arten erfolgen:

- gesteuert
- geregelt

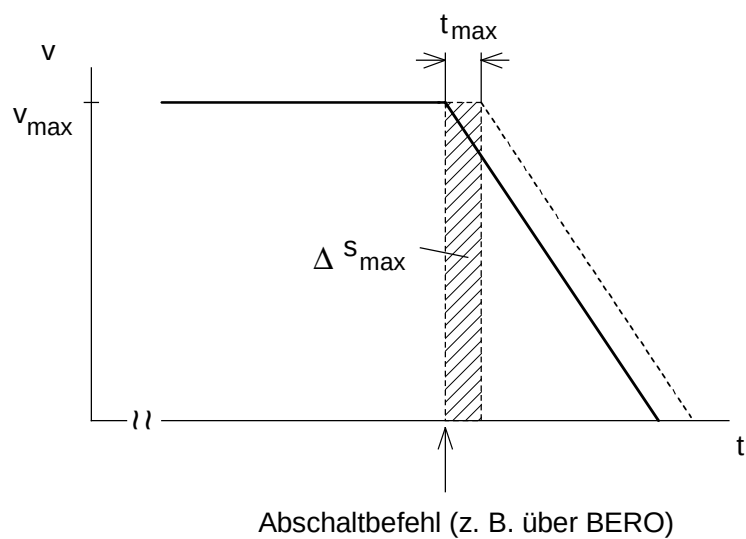
Gesteuertes Positionieren

Das gesteuerte Positionieren ist dadurch gekennzeichnet, daß während der Positionierung keine Rückmeldung der aktuellen Position erfolgt. Damit ist nicht sichergestellt, daß die tatsächliche Endlage mit der gewünschten Endlage übereinstimmt. Zum gesteuerten Positionieren wird ein Sollwertgeber mit einem zeitabhängigen Geschwindigkeitssignal oder ein Lagegeber (z. B. Bero, Lichtschranke) benötigt.

Einflüsse auf die Genauigkeit

- Veränderliche Totzeiten (Einlesen, Verarbeiten) in der Sollwertverarbeitung bzw. in der Verarbeitung der Steuerbefehle
- Auflösung des Sollwertgebers bzw. des Lagegebers
- Spiel im mechanischen System (Getriebe, Gelenke usw.)
- Abhängigkeit von der Belastung (z. B. Motorschlupf)

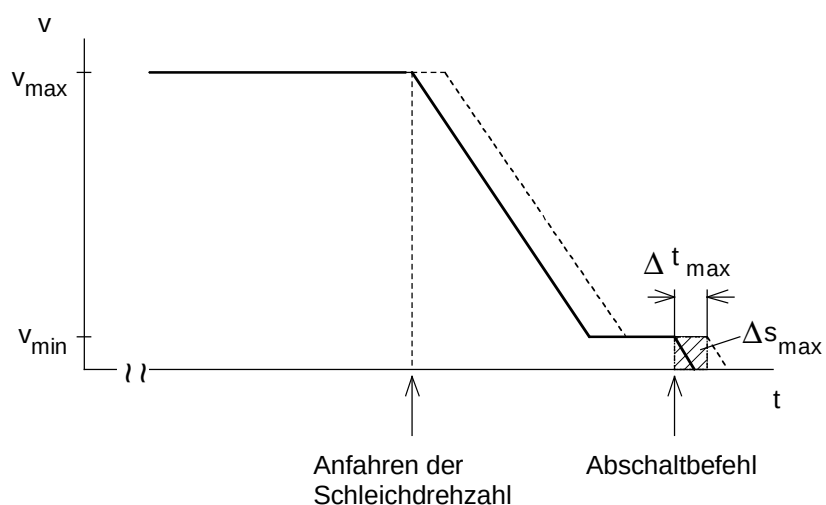
Beispiel für den Einfluß von veränderlichen Totzeiten beim Einlesen/Verarbeiten der Steuerbefehle



Die maximale Reaktionszeit auf den Abschaltbefehl beträgt im ungünstigsten Fall $\Delta t_{\max}$. Damit ergibt sich der maximale Positionierfehler zu:

$$\Delta s_{\max} = v_{\max} \cdot \Delta t_{\max}$$

Durch Einführung einer Schleichdrehzahl (Eilgang/SchleichgangPositionierung) kann der Positionierfehler verringert werden.



Die Verweilzeit bei $v_{\min}$ muß mindestens $\Delta t_{\max}$ betragen, andernfalls kann der Positioniervorgang zu früh beendet werden.

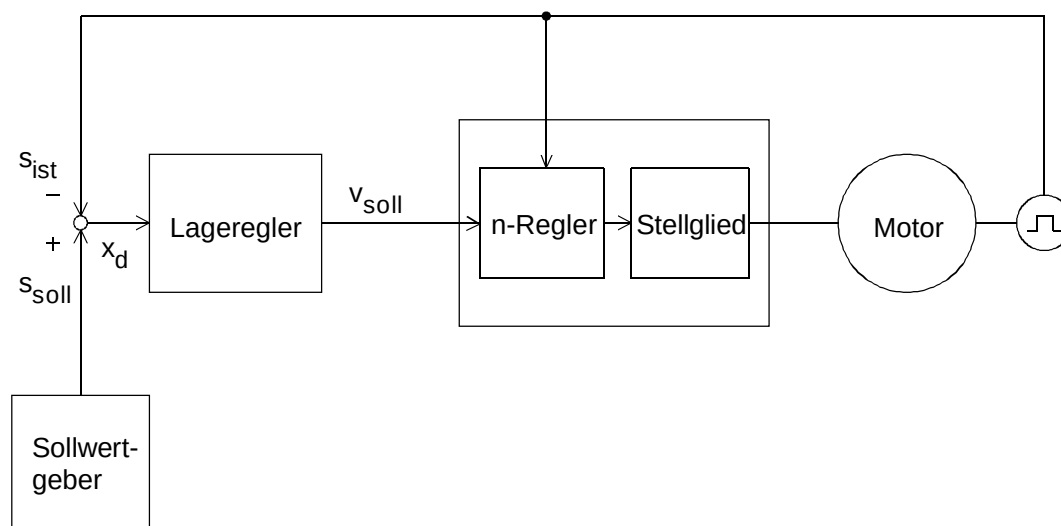
Der maximale Positionierfehler beträgt jetzt nur noch:

$$\Delta s_{\max} = v_{\min} \cdot \Delta t_{\max}$$

Der Nachteil bei der Einführung einer Schleichdrehzahl ist die längere Positionierzeit. Der Positioniervorgang kann nicht mehr zeitoptimal realisiert werden.

Geregeltes Positionieren

Beim geregelten Positionieren wird die aktuelle Position mit dem Sollwert des Sollwertgebers verglichen. Abweichungen werden über den Lageregler ausgegeregelt.



Prinzipdarstellung für geregeltes Positionieren

x_d : Lagedifferenz

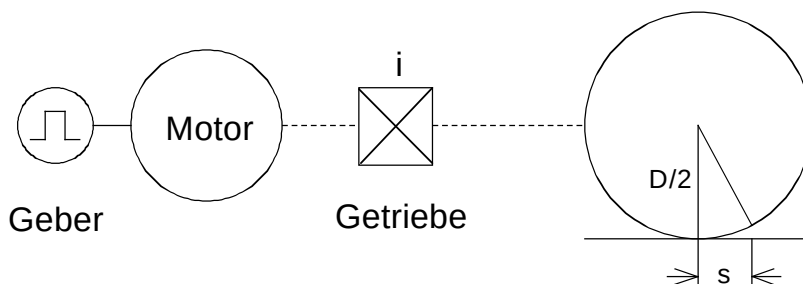
Sollwertgeber und Lageregler können extern in der SPS aufgebaut sein oder als Bestandteil einer Technologiebaugruppe im Umrichter integriert sein. Statt über den Sollwertgeber eine Fahrkurve vorzugeben, kann auch die gesamte Wegdifferenz dem Lageregler zugeführt werden. Die Einhaltung der Größen $v_{\max}$ und $a_{\max}$ während des Positioniervorganges wird dann anderweitig sichergestellt (Hochlaufgeber, Begrenzer, Wurzelkurve).

Einflüsse auf die Genauigkeit

- Auflösung des Lagegebers
- Spiel im mechanischen System
- Totzeiten in der Sollwertverarbeitung
- Drehzahlstellbereich des Antriebes

Bei hohen Anforderungen an schnelles und genaues Positionieren ohne Überspringen ist eine möglichst hohe Grenzfrequenz ($> 40 \text{ Hz}$) und ein hoher Drehzahlstellbereich ($> 1:1000$) des Antriebs notwendig. Bei Anwendungen wie z. B. Vorschubantriebe, Verpackungsmaschinen usw. kommen daher bevorzugt Servoantriebe zum Einsatz (SIMOVERT MC). Sind die Anforderungen an die Dynamik nicht so hoch, z. B. bei Regalförderfahrzeugen, Aufzügen usw., können auch Standard-Drehstromantriebe eingesetzt werden (SIMOVERT VC). Der nicht so große Drehzahlstellbereich kann durch eine entsprechende Getriebeübersetzung und eine längere Positionierzeit ausgeglichen werden.

Beispiel für den Einfluß der Geberauflösung bei Einsatz eines Doppelimpulsgebers



Prinzipdarstellung

Bei einer Motorumdrehung beträgt der zurückgelegte Weg s :

$$s = \frac{D \cdot \pi}{i} \quad [\text{mm}]$$

D Durchmesser des Antriebsrades [mm]

i Getriebeübersetzung

Damit ergibt sich für die kleinste erfaßbare Wegdifferenz x_{di} bei einem Flankenwechsel:

$$x_{di} = \frac{D \cdot \pi}{i \cdot 4 \cdot z} \quad [\text{mm}]$$

z Impulse pro Geberumdrehung

Die kleinste erfaßbare Wegdifferenz x_{di} sollte mindestens um den Faktor 4 kleiner sein als die geforderte Genauigkeit.

Wenn der Antrieb auf eine bestimmte Wegdifferenz x_d noch reagieren soll, muß eine minimale Geschwindigkeit von

$$v_{\min} = x_d \cdot k_v \quad [\text{mm/s}]$$

k_v Verstärkungsfaktor des Lagereglers $[\text{s}^{-1}]$

noch einstellbar sein. Die Verstärkung des Lagereglers darf aus Stabilitätsgründen nicht zu hoch sein. Sie hängt von der Antriebsanordnung (Trägheitsmoment, Getriebeelose, Totzeiten usw.) und den geforderten Eigenschaften ab. Realisierbare Werte sind z. B.:

$k_{v \max} = 10$ bis 20 bei Standard-Drehstromantrieben (SIMOVERT VC)

$k_{v \max} = 50$ bis 100 bei Servoantrieben (SIMOVERT MC)

Mit der minimalen Geschwindigkeit ergibt sich die minimale Motordrehzahl zu:

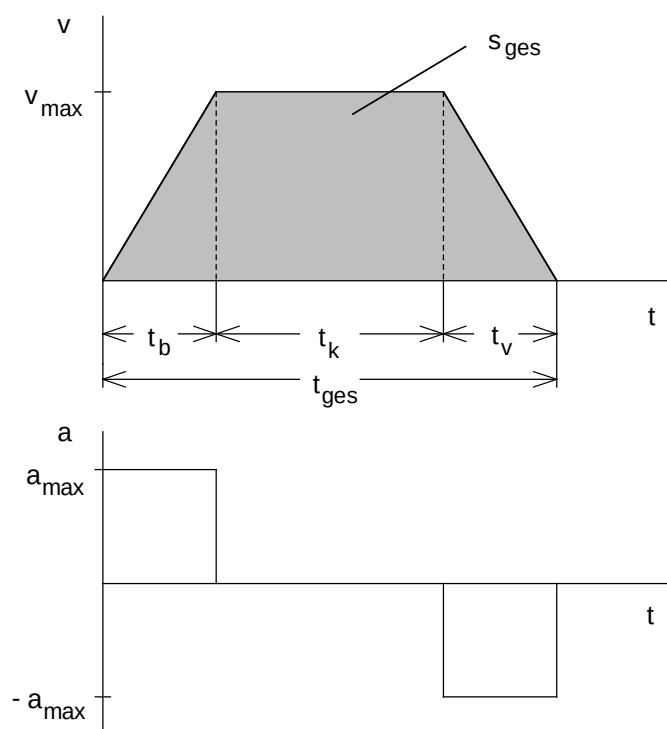
$$n_{\min} = \frac{i \cdot 60 \cdot v_{\min}}{D \cdot \pi} \quad [\text{min}^{-1}]$$

Über die minimale Motordrehzahl läßt sich der erforderliche Drehzahlstellbereich ermitteln.

Zeitoptimales Positionieren

Zur Erzielung eines zeitoptimalen Positioniervorganges muß das Anfahren und Bremsen jeweils mit maximaler Beschleunigung bzw. Verzögerung erfolgen, und der Bereich konstanter Geschwindigkeit muß mit maximaler Geschwindigkeit durchfahren werden.

Beispiel für einen zeitoptimalen Positioniervorgang mit $t_b = t_v$



Mit

$$t_b = t_v = \frac{v_{\max}}{a_{\max}} \quad (\text{Beschleunigung} = \text{Verzögerung}) \quad [\text{s}]$$

$$a_{\max} \quad \text{max. Beschleunigung} \quad [\text{m/s}^2]$$

$$v_{\max} \quad \text{max. Geschwindigkeit} \quad [\text{m/s}]$$

ergibt sich für den Fahrweg s_{ges} :

$$s_{\text{ges}} = v_{\max} \cdot t_{\text{ges}} - \frac{v_{\max}^2}{a_{\max}} \quad [\text{m}]$$

bzw. für die Positionierzeit t_{ges} bei gegebenem Verfahrweg:

$$t_{ges} = \frac{v_{max}}{a_{max}} + \frac{s_{ges}}{v_{max}} \quad [s]$$

Ist die Positionierzeit t_{ges} und der Verfahrweg s_{ges} gegeben, erhält man für v_{max} :

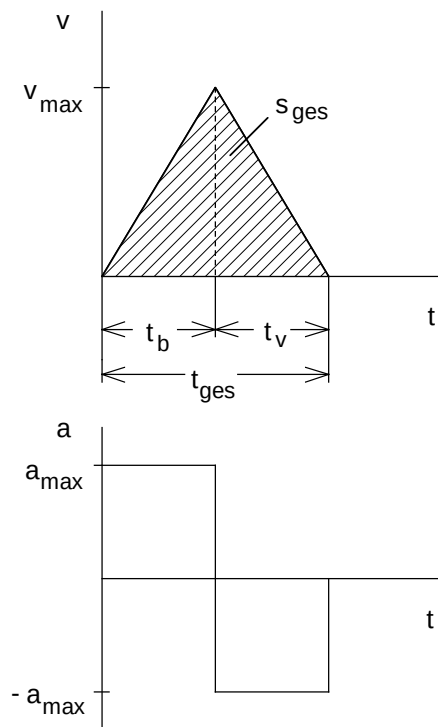
$$v_{max} = \frac{a_{max} \cdot t_{ges}}{2} - \sqrt{\left(\frac{a_{max} \cdot t_{ges}}{2}\right)^2 - a_{max} \cdot s_{ges}} \quad [m/s]$$

Für die Zeit mit konstanter Geschwindigkeit t_k ergibt sich:

$$t_k = t_{ges} - \frac{2 \cdot v_{max}}{a_{max}} \quad [s]$$

Im Sonderfall mit $t_k=0$ geht der trapezförmige Verlauf der Geschwindigkeit in einen dreieckförmigen Verlauf über.

Beispiel für einen zeitoptimalen Positioniervorgang mit $t_b=t_v$, Sonderfall $t_k=0$



Mit

$$t_b = t_v = \frac{v_{\max}}{a_{\max}} \quad (\text{Beschleunigung=Verzögerung}) \quad [\text{s}]$$

erhält man:

$$s_{\text{ges}} = \frac{v_{\max} \cdot t_{\text{ges}}}{2} = \frac{v_{\max}^2}{a_{\max}} \quad [\text{m}]$$

$$t_{\text{ges}} = \frac{2 \cdot s_{\text{ges}}}{v_{\max}} = \frac{2 \cdot v_{\max}}{a_{\max}} \quad [\text{s}]$$

$$s_{\text{ges}} = \frac{v_{\max} \cdot t_{\text{ges}}}{2} = \frac{v_{\max}^2}{a_{\max}} \quad [\text{m/s}]$$

Andere Möglichkeiten der Beschleunigungsvorgabe

Neben dem zeitoptimalen Positionieren mit konstanter Beschleunigung gibt es hauptsächlich für Servoantriebe auch noch andere Möglichkeiten der Beschleunigungsvorgabe, z.B:

- **Sägezahnförmige Beschleunigung**
Dieser Verlauf führt zu einem verlustminimalen Positioniervorgang. Allerdings erhöht sich bei gleicher Positionierzeit der Wert der maximalen Beschleunigung gegenüber dem zeitoptimalen Positionieren, und es ergibt sich dadurch ein härteres Einlaufen in die Endlage.
- **Sinusförmige Beschleunigung**
Damit werden sprunghafte Beschleunigungsänderungen wie beim zeitoptimalen Positionieren bzw. bei sägezahnförmiger Beschleunigung und die damit verbundenen hohen Beanspruchungen der Mechanik vermieden. Nachteilig ist aber die bei gleicher Positionierzeit höhere maximale Beschleunigung gegenüber dem zeitoptimalen Positionieren und die komplizierte Realisierung.
- **Beschleunigungsvorgabe ohne Ruck**
Zur besonders schonenden Behandlung des mechanischen Systems und zur Vermeidung von Schwingungsanregungen kann die Beschleunigungsvorgabe auch ruckfrei erfolgen, d.h. keine Sprünge und Knicke in der Beschleunigungskurve. Nachteilig ist aber die bei gleicher Positionierzeit höhere maximale Beschleunigung gegenüber dem zeitoptimalen Positionieren und die komplizierte Realisierung.

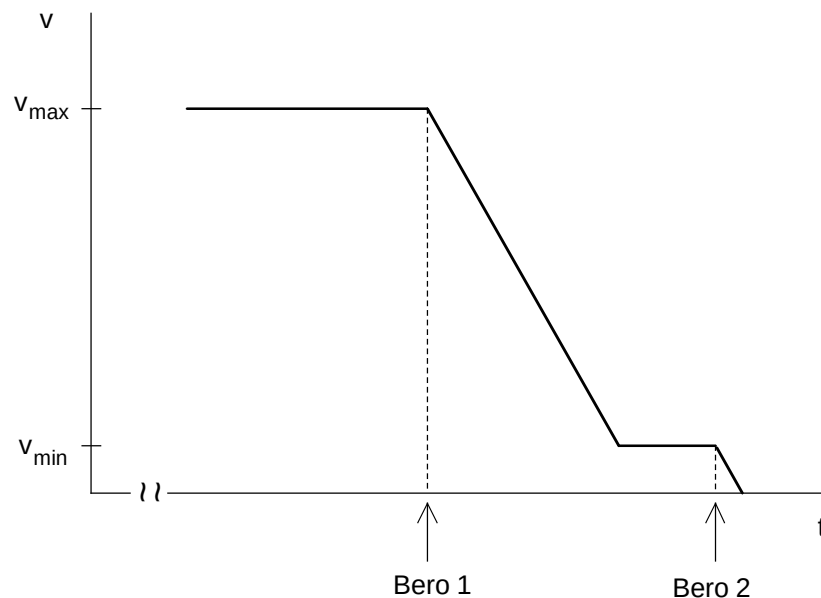
3.3.2 Fahrtrieb mit gesteuerter Positionierung über Beros

Es soll der maximale Positionierfehler aufgrund der veränderlichen Totzeit beim Einlesen/Verarbeiten der Steuerbefehle am Umrichter SIMOVERT VC bestimmt werden.

Daten des Antriebs

Max. Fahrgeschwindigkeit	$v_{\max} = 36 \text{ m/min}$
Min. Fahrgeschwindigkeit (Schleichgeschwindigkeit)	$v_{\min} = 2 \text{ m/min}$
Max. Totzeit bei der Verarbeitung der Steuerbefehle	$\Delta t_{\max} = 4 \times T_0 = 4,8 \text{ ms}$

Geschwindigkeits-Zeit-Diagramm



Bero 1: Umschalten von $v_{\max}$ auf $v_{\min}$ über Festsollwerte (Klemmenleiste)

Bero 2: Aus1-Befehl über die Klemmenleiste (bei $f_U = 0$ erfolgt Bremsansteuerung)

Der maximale Positionierfehler aufgrund der veränderlichen Totzeit beträgt:

$$\begin{aligned} \Delta s_{\max} &= v_{\min} \cdot \Delta t_{\max} \\ &= 2 \text{ m/min} \cdot 4,8 \text{ ms} = 0,016 \text{ cm} \end{aligned}$$

Ohne die Schleichgeschwindigkeit ergäbe sich ein maximaler Positionierfehler von:

$$\begin{aligned}\Delta s_{\max} &= v_{\max} \cdot \Delta t_{\max} \\ &= 36 \text{ m / min} \cdot 4,8 \text{ ms} = 0,29 \text{ cm}!\end{aligned}$$

Wegen des besseren Führungsverhaltens wird f-Regelung eingesetzt. Mit der f-Regelung kann wegen der Möglichkeit der Stromeinprägung bei kleinen Frequenzen auch ein definierteres Verhalten beim Nachfahren der Rampe von Schleichdrehzahl auf 0 erreicht werden. Zur Vermeidung einer zu großen Lastabhängigkeit kann auch n-Regelung eingesetzt werden.

3.3.3 Aufzugsantrieb mit geregelter Positionierung (Direkteinfahrt)

Es wird ein Umrichter SIMOVERT VC mit Technologiebaugruppe T300 zur Positionierung eingesetzt. Die geforderte Genauigkeit bei der Stockwerkspositionierung beträgt $\pm 2,5 \text{ mm}$.

Daten des Antriebs

Getriebeübersetzung	i	$= 35$
Treibraddurchmesser	D	$= 640 \text{ mm}$
Max. Fahrgeschwindigkeit	$v_{\max}$	$= 1,25 \text{ m/s}$
Max. Beschleunigung	$a_{\max}$	$= 0,9 \text{ m/s}^2$

Überprüfen der Genauigkeit

Es wird ein Doppelimpulsgeber mit 1024 Impulsen pro Umdrehung eingesetzt. Somit ergibt sich für die kleinste erfaßbare Wegdifferenz:

$$x_{di} = \frac{D \cdot \pi}{i \cdot 4 \cdot z} = \frac{640 \cdot \pi}{35 \cdot 4 \cdot 1024} = 0,014 \text{ mm}$$

Dieser Wert ist mehr als viermal kleiner als die geforderte Genauigkeit von $\pm 2,5 \text{ mm}$. Der gewählte Geber ist also ausreichend bezüglich der notwendigen Auflösung. Die maximale Motordrehzahl beträgt:

$$n_{\max} = \frac{v_{\max} \cdot i \cdot 60}{\pi \cdot D} = \frac{1,25 \cdot 35 \cdot 60}{\pi \cdot 0,64} = 1305 \text{ min}^{-1}$$

Bei einem Drehzahlstellbereich von 1:1000 und einer Motornenndrehzahl von $n_n = 1500 \text{ min}^{-1}$ ergibt sich für die minimale Geschwindigkeit:

$$v_{\min} = \frac{n_n \cdot \pi \cdot D}{1000 \cdot i \cdot 60} = \frac{1500 \cdot \pi \cdot 640}{1000 \cdot 35 \cdot 60} = 1,44 \text{ mm/s}$$

Wenn die Regelung auf eine Wegdifferenz von

$$x_d = \frac{2,5 \text{ mm}}{4} = 0,625 \text{ mm}$$

noch reagieren soll, muß folgender k_v -Faktor für den Lageregler einstellbar sein:

$$k_v = \frac{v_{\min}}{x_d} = \frac{1,44}{0,625} = 2,3 \text{ s}^{-1}$$

Dieser Wert ist für den VC-Umrichter mit T300 realisierbar.

Fahrkurve über ein Stockwerk

Mit

$$s_{ges} = h_1 = 2,875 \text{ m}$$

für ein Stockwerk ergibt sich die Positionierzeit zu:

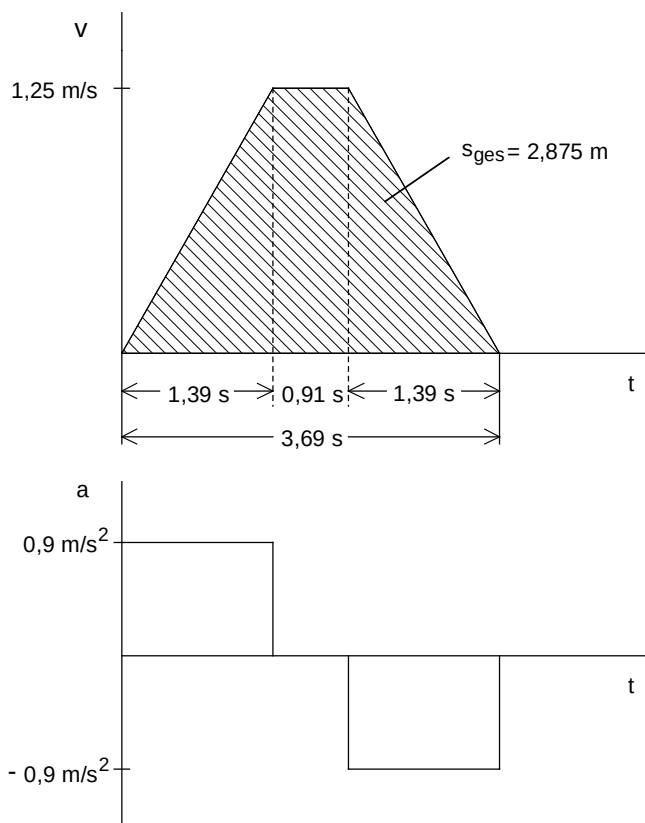
$$t_{ges} = \frac{v_{max}}{a_{max}} + \frac{s_{ges}}{v_{max}} = \frac{1,25}{0,9} + \frac{2,875}{1,25} = 3,96 \text{ s}$$

Beschleunigungs- bzw. Bremszeit:

$$t_b = t_v = \frac{v_{max}}{a_{max}} = \frac{1,25}{0,9} = 1,39 \text{ s}$$

Die Zeit mit konstanter Geschwindigkeit beträgt:

$$t_k = t_{ges} - \frac{2 \cdot v_{max}}{a_{max}} = 3,69 - \frac{2 \cdot 1,25}{0,9} = 0,91 \text{ s}$$

Fahrkurve über ein Stockwerk

3.4 Antriebe mit periodischen Laständerungen bzw. Stoßbelastungen

3.4.1 Allgemeines

Periodische Laständerungen bzw. Stoßbelastungen treten z. B. bei Antrieben wie Kolbenkompressoren oder Pressen auf.

Bei Antrieben mit periodischen Laständerungen muß folgendes beachtet werden:

- Damit die Stabilität des Antriebs gewährleistet ist, sollte ein Umrichter mit Vektorregelung eingesetzt werden.
- Wenn die Anregungsfrequenz der Laständerungen höher als die Grenzfrequenz der Regelung ist (Richtwerte für f-Regelung: ca. 5 Hz, n-Regelung: ca. 15 Hz), muß der Frequenz-/Drehzahlregler möglichst langsam eingestellt werden, daß er nicht versucht, die Drehzahlschwankungen auszuregeln.
- Durch die Trägheitsmomente des Antriebs wird das aufzubringende Motormoment verringert, im Extremfall bis hin zum arithmetischen Mittelwert des Lastmomentes. Diese dämpfende Wirkung nimmt aber zu kleinen Drehzahlen hin immer mehr ab.
- Bei Antrieben mit geringem Trägheitsmoment und großen Lastmomentänderungen (z. B. einzylindrischer Kolbenkompressor) kann der Motor nicht einfach nach dem Effektivwert des Lastmomentes und dem Stellbereich ausgelegt werden. Hier sollte das Motornennmoment mindestens 80% des maximalen Lastmomentes betragen.
- Zum Anfahren unter Last (gesteuerter Bereich) muß unter Umständen das Motornennmoment 1,3 bis 1,5 fach größer als das maximale Lastmoment beim Anfahren sein. Bei Einsatz einer Vektorregelung mit Tacho ergeben sich günstigere Verhältnisse. Hier genügt es, wenn das Motornennmoment etwa dem maximalen Lastmoment entspricht.
- Sind Motor und Arbeitsmaschine elastisch gekoppelt (z. B. über einen Keilriemen), so können Torsionsschwingungen auftreten. Die Anregungsfrequenz der Laständerungen darf dann nicht mit der Resonanzfrequenz zusammenfallen.

Antriebe mit Stoßbelastung:

- Bei entsprechend großen Trägheitsmomenten des Antriebs kann das Stoßmoment kurzzeitig ein Vielfaches des Motornennmomentes betragen.
- Sind nur sehr kleine Trägheitsmomente vorhanden, kann der Motor bei dem Laststoß bis zum Stillstand hin abgebremst werden. Unter Umständen ist sogar ein kurzes Beschleunigen in die Gegendrehrichtung möglich (z. B. Auffahren eines angetriebenen Wagens auf stehende Waggonen). Zur Beherrschung solcher Fälle muß eine Vektorregelung mit Tacho eingesetzt werden, um ein Kippen des Motors zu verhindern.

Zusatzträgheitsmoment

Durch ein Zusatzträgheitsmoment kann eine Verringerung der Spitzenmomente des Motors erzielt werden. Bei Einsatz eines Getriebes ist dieses Zusatzträgheitsmoment sinnvollerweise auf der Seite mit der höheren Drehzahl anzubringen. Damit erhält man kleinere Abmessungen.

Berechnungsverfahren für das Motormoment

Unter der Voraussetzung, daß Motor und Last starr gekoppelt sind (kein Zweimassensystem mit elastischer Kopplung) und bei Vernachlässigung der elektrischen Zeitkonstanten des Motors, gilt folgende Differentialgleichung:

$$T_{\text{mech}} \cdot \frac{dM_{\text{Motor}}}{dt} + M_{\text{Motor}} = M_{\text{Last}}(t)$$

mit

$T_{\text{mech}} = \frac{J_{\text{ges}} \cdot 2\pi \cdot n_0 \cdot s_n}{M_n \cdot 60}$	mech. Zeitkonstante	[s]
J_{ges}	Gesamtträgheitsmoment	[kgm ²]
M_n	Motornennmoment	[Nm]
$s_n = \frac{n_0 - n_n}{n_0}$	Nennschlupf des Motors	
n_0	synchrone Drehzahl des Motors	[min ⁻¹]
n_n	Nenndrehzahl des Motors	[min ⁻¹]

Bei bekanntem Trägheitsmoment kann damit für einfache Fälle das Motormoment berechnet werden.

Diese Berechnung setzt allerdings einen nicht drehzahlgeregelten Betrieb voraus. Bei Verwendung einer Drehzahlregelung ergeben sich je nach Einstellung höhere Werte des Motormomentes. Im Extremfall, wenn die Drehzahlregelung die Drehzahl exakt konstant halten könnte, würde das Motormoment genau dem Lastmoment entsprechen.

Fall 1

Das Lastmoment sei gegeben in der Form eines Gleichanteils mit überlagerter Schwingung:

$$M_{Last}(t) = \overline{M}_{Last} + \Delta M_{Last} \cdot \sin(\omega_{Last} \cdot t)$$

Damit erhält man für das Motormoment:

$$M_{Motor}(t) = \overline{M}_{Last} + \frac{\Delta M_{Last}}{\sqrt{1 + (\omega_{Last} \cdot T_{mech})^2}} \cdot \sin(\omega_{Last} \cdot t - \varphi)$$

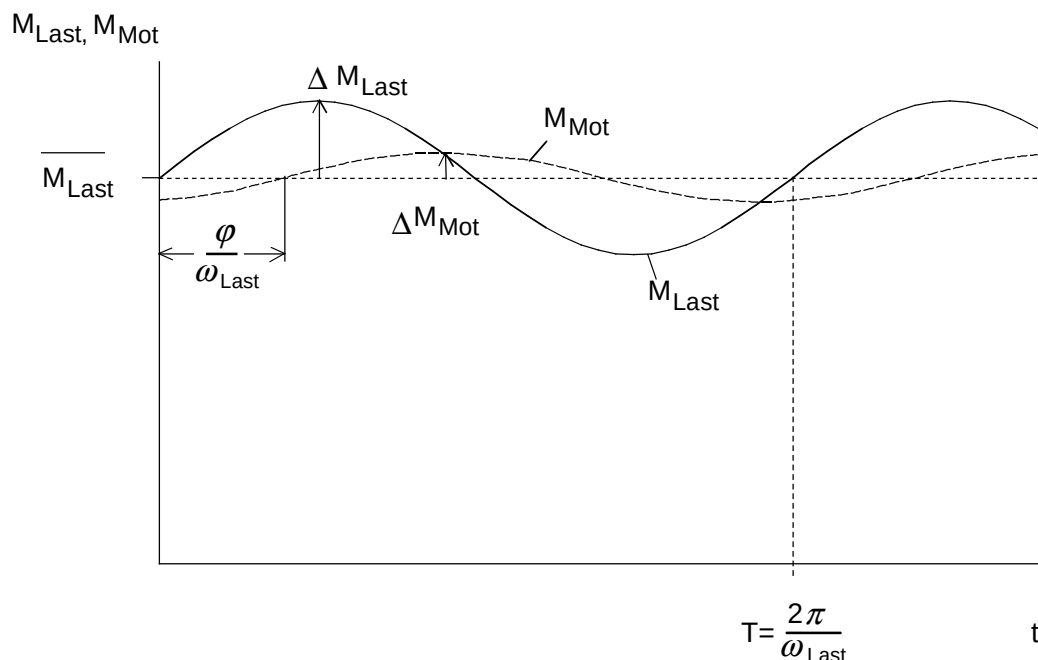
mit

$$\varphi = \arctan(\omega_{Last} \cdot T_{mech})$$

Für das Verhältnis der Amplituden gilt dann:

$$\frac{\Delta M_{Motor}}{\Delta M_{Last}} = \frac{1}{\sqrt{1 + (\omega_{Last} \cdot T_{mech})^2}}$$

Die Lastmomentpendelung wird also umso besser gedämpft, je größer die mechanische Zeitkonstante und je höher die Frequenz der Lastmomentpendelung ist.



Beispiel für eine Lastmomentpendelung mit $\omega_{Last} \cdot T_{mech} = 3$

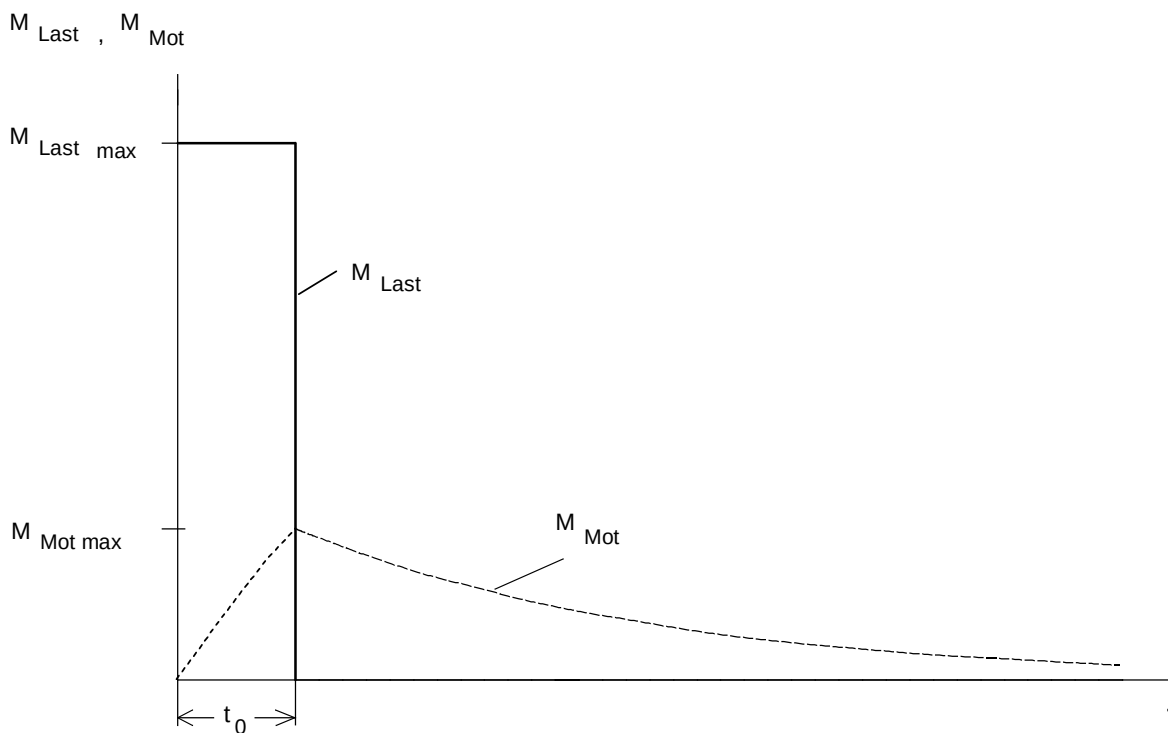
Fall 2

Das Lastmoment sei als Stoßmoment in der Form eines Rechteckes gegeben. Damit erhält man für das Motormoment:

$$M_{Motor}(t) = M_{Last\ max} \cdot \left(1 - e^{-\frac{t}{T_{mech}}}\right) \quad 0 \leq t \leq t_0$$

bzw.

$$M_{Motor}(t) = M_{Last\ max} \cdot \left(1 - e^{-\frac{t_0}{T_{mech}}}\right) \cdot e^{-\frac{t-t_0}{T_{mech}}} \quad t \geq t_0$$



Beispiel für einen Laststoß mit $T_{mech} = 3 \cdot t_0$

Ist T_{mech} sehr viel größer als t_0 , braucht der Motor nur einen Bruchteil des max. Lastmomentes aufzubringen. In diesem Fall kann zu Ermittlung des maximalen Motormomentes mit folgender Näherung gerechnet werden:

$$M_{Motor\ max} \approx M_{Last\ max} \cdot \frac{t_0}{T_{mech}}$$

Fall 3

Das Lastmoment sei als periodische Folge von rechteckförmigen Stoßmomenten gegeben. Damit erhält man für das Motormoment:

$$M_{Motor}(t) = M_{Last\ max} + C_1 \cdot e^{-\frac{t}{T_{mech}}} \quad 0 \leq t \leq t_0$$

bzw.

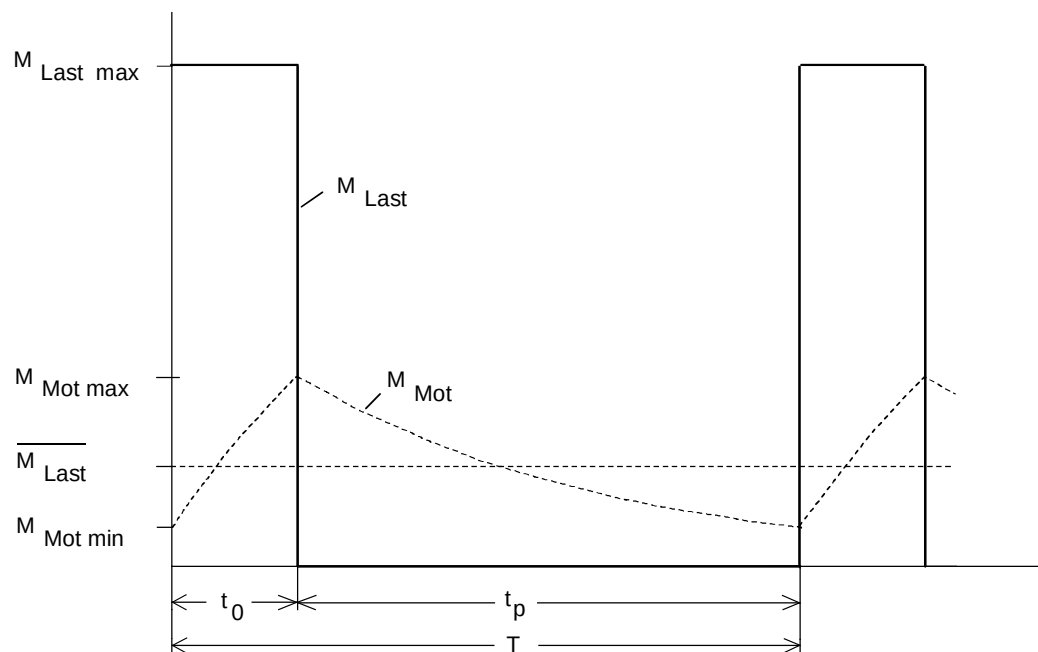
$$M_{Motor}(t) = C_2 \cdot e^{-\frac{t-t_0}{T_{mech}}} \quad t_0 \leq t \leq T$$

Mit

$$C_1 = -M_{Last\ max} \cdot \frac{1 - e^{-\frac{t_p}{T_{mech}}}}{1 - e^{-\frac{T}{T_{mech}}}}$$

$$C_2 = M_{Last\ max} + C_1 \cdot e^{-\frac{t_0}{T_{mech}}}$$

M_{Last} , M_{Mot}



Beispiel für eine periodische Folge von Laststößen mit $T_{mech} = 2,5 \cdot t_0$

Ist T_{mech} sehr viel größer als t_0 , kann zur Ermittlung des maximalen und minimalen Motormomentes mit folgender Näherung gerechnet werden:

$$M_{\text{Motor max}} \approx \overline{M_{\text{Last}}} + M_{\text{Last max}} \cdot \frac{t_0}{2 \cdot T_{\text{mech}}}$$

$$M_{\text{Motor min}} \approx \overline{M_{\text{Last}}} - M_{\text{Last max}} \cdot \frac{t_0}{2 \cdot T_{\text{mech}}}$$

mit

$$\overline{M_{\text{Last}}} = M_{\text{Last max}} \cdot \frac{t_0}{T} \quad (\text{Gleichanteil des Lastmomentes})$$

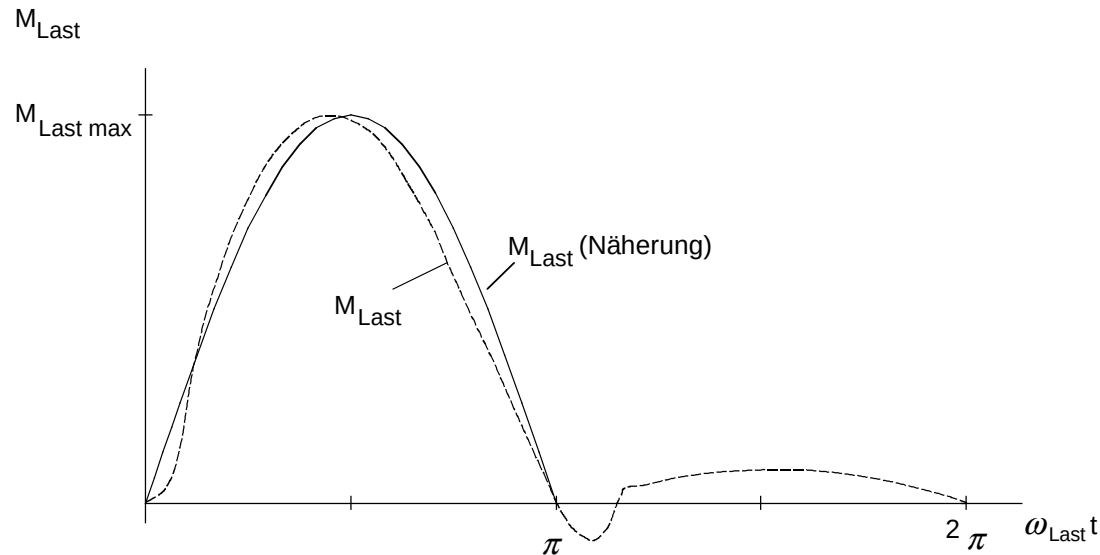
Fall 4

Das Lastmoment sei als Diagramm gegeben. Hier bieten sich folgende Berechnungsverfahren für das Motormoment an:

- Approximation der Lastmomentkurve durch einfache Funktionen, für die sich die Differentialgleichung lösen läßt.
- Fourieranalyse der Lastmomentkurve und damit Rückführung auf Fall 1. Es brauchen dabei zusätzlich zur Grundschwingung nur die Oberschwingungen berücksichtigt zu werden, die einen nennenswerten Anteil zum Motormoment liefern.
- Numerische Integration, z. B. nach dem Runge Kutta-Verfahren

Beispiel

Die Lastmomentkurve eines einzylindrischen Kolbenkompressors lässt sich näherungsweise folgendermaßen darstellen:



2π entspricht einer Kurbelumdrehung

Für die Näherung gilt:

$$M_{Last}(t) = M_{Last\ max} \cdot \sin(\omega_{Last} \cdot t) \quad 0 \leq \omega_{Last} \cdot t \leq \pi$$

$$M_{Last}(t) = 0 \quad \pi \leq \omega_{Last} \cdot t \leq 2\pi$$

mit

$$\omega_{Last} = \frac{2\pi \cdot n_{Motor}}{i \cdot 60} = 2\pi \cdot f_{Last} \quad \text{Frequenz der Lastmomentpendelung}$$

i Getriebeübersetzung

Damit ergibt sich als Lösung der Differentialgleichung für das Motormoment:

$$M_{Mot}(t) \approx C \cdot e^{-\frac{\omega_{Last} \cdot t}{\omega_{Last} \cdot T_{mech}}} + \frac{M_{Last\ max}}{\sqrt{1 + (\omega_{Last} \cdot T_{mech})^2}} \cdot \sin(\omega_{Last} \cdot t - \varphi) \quad 0 \leq \omega_{Last} \cdot t \leq \pi$$

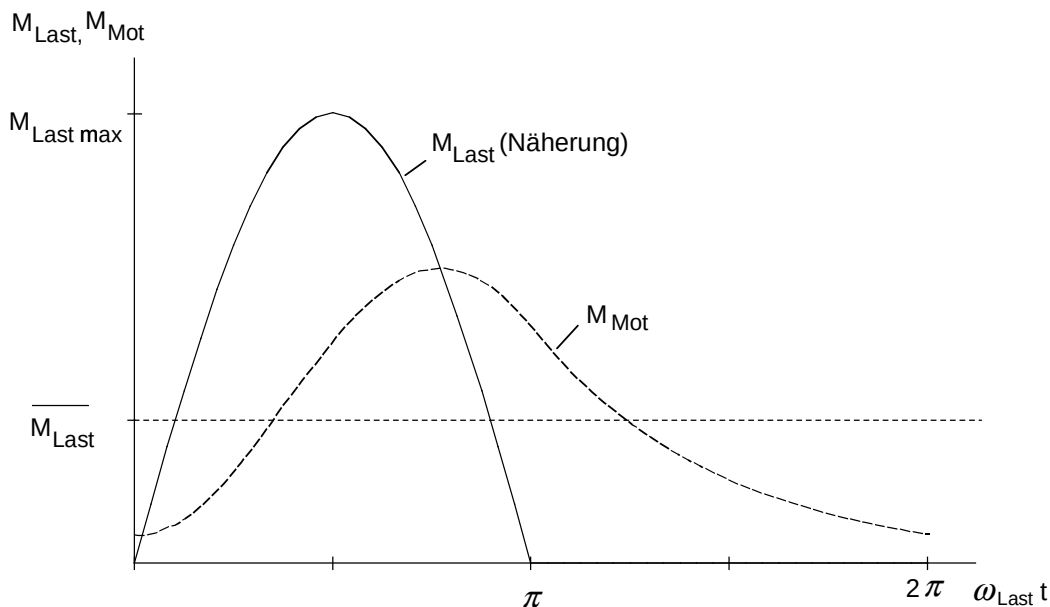
$$M_{Mot}(t) \approx C \cdot e^{-\frac{\omega_{Last} \cdot (t - \pi)}{\omega_{Last} \cdot T_{mech}}} \quad \pi \leq \omega_{Last} \cdot t \leq 2\pi$$

mit

$$C = \frac{M_{Last\ max} \cdot \sin \varphi}{(1 - e^{-\frac{\pi}{\omega_{Last} \cdot T_{mech}}}) \cdot \sqrt{1 + (\omega_{Last} \cdot T_{mech})^2}}$$

$$\varphi = \arctan(\omega_{Last} \cdot T_{mech})$$

Das Motormoment soll nun für einen Stellbereich 1:4 dargestellt werden. Für $n_{Motor} = n_{Motor\ n}$ sei $\omega_{Last} \cdot T_{mech} = 1,5$. Für $n_{Motor} = n_{Motor\ n} / 4$ ergibt sich dann ein Wert von 0,375.

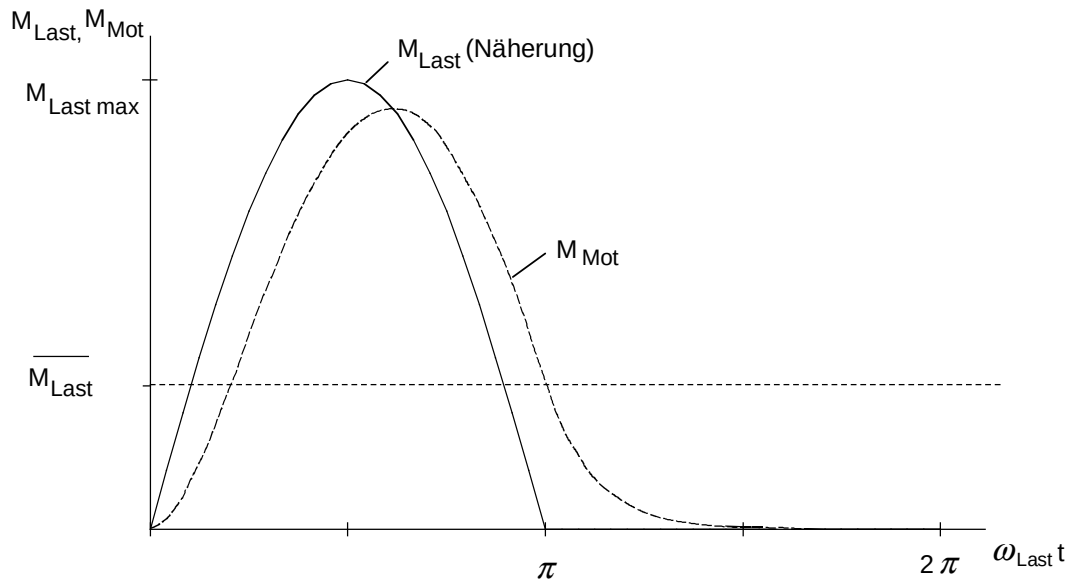


Motormoment bei $n_{Motor} = n_{Motor\ n}$ und $\omega_{Last} \cdot T_{mech} = 1,5$

Für den Gleichanteil des Lastmomentes erhält man mit der Kurve M_{Last} (Näherung):

$$\overline{M}_{Last} \approx \frac{M_{Last\ max}}{\pi}$$

Die Berechnung ergibt, daß das maximale Motormoment hier nur etwa 65% des maximalen Lastmomentes beträgt.



Motormoment bei $n_{Motor} = \frac{n_{Motor\ n}}{4}$ und $\omega_{Last} \cdot T_{mech} = 0,375$

Wegen des geringeren Einflusses des Trägheitsmomentes bei kleinen Drehzahlen ist hier das maximale Motormoment wieder fast so groß wie das maximale Lastmoment.

Die Näherung berücksichtigt nicht, daß das Lastmoment kurzzeitig auch negativ ist. Bei geringen Trägheitsmomenten oder kleinen Drehzahlen kann auch das Motormoment negativ werden (Generatorbetrieb).

Statt der direkten Lösung der Differentialgleichung kann hier auch eine Fourieranalyse zur Berechnung des Motormomentes durchgeführt werden. Für die Näherung des Lastmomentes erhält man folgende Reihenentwicklung:

$$M_{Last}(t) = M_{Lastmax} \cdot \left[\frac{1}{2} \cdot \sin(\omega_{Last} \cdot t) + \frac{1}{\pi} \cdot \left(1 - 2 \cdot \sum_{v=1}^{\infty} \frac{\cos(2v \cdot \omega_{Last} \cdot t)}{4v^2 - 1} \right) \right]$$

$$\approx M_{Lastmax} \cdot \left[\frac{1}{\pi} + \frac{1}{2} \cdot \sin(\omega_{Last} \cdot t) - \frac{2}{3\pi} \sin\left(2\omega_{Last} \cdot t + \frac{\pi}{2}\right) - \frac{2}{15\pi} \sin\left(4\omega_{Last} \cdot t + \frac{\pi}{2}\right) \right]$$

(Abbruch nach 4 Gliedern der Reihe)

Damit ergibt sich für das Motormoment:

$$M_{Motor}(t) \approx M_{Lastmax} \cdot \left[\frac{1}{\pi} + \frac{1}{2 \cdot \sqrt{1 + (\omega_{Last} \cdot T_{mech})^2}} \sin(\omega_{Last} \cdot t - \varphi_1) \right. \\ \left. - \frac{2}{3 \cdot \pi \cdot \sqrt{1 + (2\omega_{Last} \cdot T_{mech})^2}} \cdot \sin(2\omega_{Last} \cdot t - \varphi_2 + \frac{\pi}{2}) \right. \\ \left. - \frac{2}{15 \cdot \pi \cdot \sqrt{1 + (4\omega_{Last} \cdot T_{mech})^2}} \cdot \sin(4\omega_{Last} \cdot t - \varphi_4 + \frac{\pi}{2}) \right]$$

mit

$$\varphi_1 = \arctan(\omega_{Last} \cdot T_{mech})$$

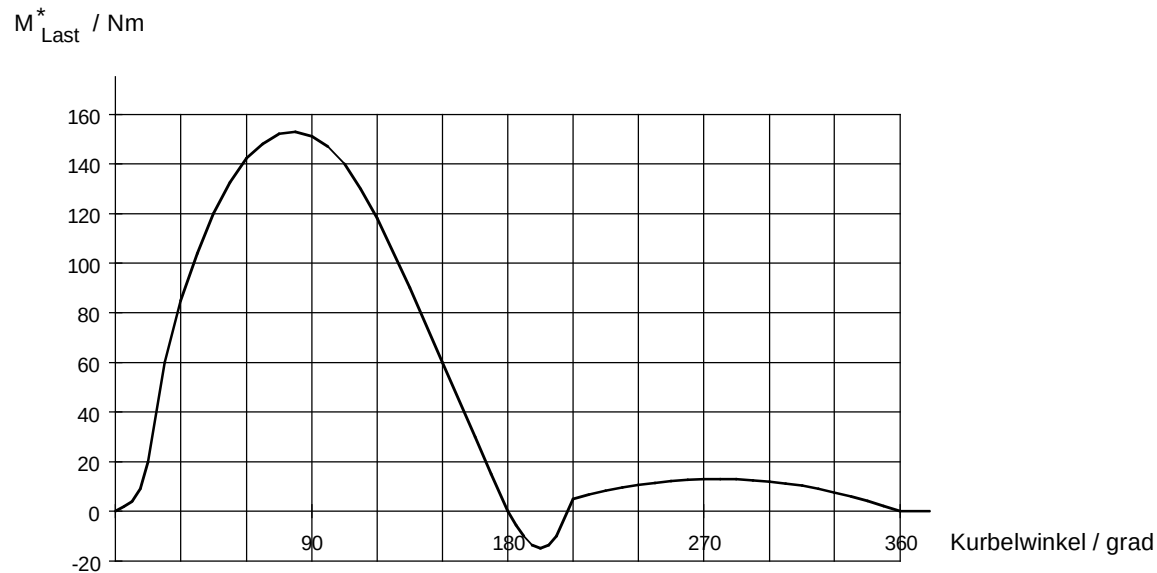
$$\varphi_2 = \arctan(2\omega_{Last} \cdot T_{mech})$$

$$\varphi_4 = \arctan(4\omega_{Last} \cdot T_{mech})$$

Die Berechnung mit 4 Gliedern der Reihe liefert praktisch die gleichen Ergebnisse wie die direkte Berechnung vorher.

3.4.2 Einzylindrischer Kolbenkompressor

Ein einzylindrischer Kolbenkompressor soll in einem Stellbereich 94 bis 281 min⁻¹ betrieben werden. Es wird ein Getriebe mit $i = 5,33$ verwendet. Gegeben ist die Lastmomentkennlinie und das Lastträgheitsmoment bezogen auf die Motorwelle.



Lastmomentkennlinie des einzylindrischen Kolbenkompressors bezogen auf die Motorwelle

Daten des Antriebs

Max. Lastmoment bezogen auf die Motorwelle

$$M_{Last\ max}^* = 153\ Nm$$

Min. Lastmoment bezogen auf die Motorwelle

$$M_{Last\ min}^* = -15\ Nm$$

Lastträgheitsmoment bezogen auf die Motorwelle

$$J_{Last}^* = 0,0213\ kgm^2$$

Max. Motordrehzahl

$$n_{Motor\ max} = 1500\ min^{-1}$$

Min. Motordrehzahl

$$n_{Motor\ min} = 500\ min^{-1}$$

Da kein nennenswertes Trägheitsmoment vorhanden ist, wird ein Motor benötigt, dessen Nennmoment mindestens 80% des maximalen Lastmomentes bezogen auf die Motorwelle beträgt.

$$M_{Motor\ n} \geq 0,8 \cdot M_{Last\ max}^* = 0,8 \cdot 153 = 122,4\ Nm$$

Gewählt wird ein 22 kW-Motor, 4polig (1LA5 186-4AA..)

$M_n = 144 \text{ Nm}$, $n_n = 1460 \text{ min}^{-1}$, $I_{\text{Motor } n} = 41 \text{ A}$, $J_{\text{Motor}} = 0,15 \text{ kgm}^2$, $\eta_{\text{Motor}} = 0,912$

Abschätzung des Einflusses des Trägheitsmomentes auf das maximale Motormoment

Gesamtträgheitsmoment bezogen auf die Motorwelle:

$$J_{\text{ges}} = J_{\text{Motor}} + J_{\text{Last}}^* = 0,15 + 0,0213 = 0,1713 \text{ kgm}^2$$

Motornennschlupf:

$$s_n = \frac{n_0 - n_n}{n_0} = \frac{1500 - 1460}{1500} = 0,0267$$

Mechanische Zeitkonstante:

$$T_{\text{mech}} = \frac{J_{\text{ges}} \cdot 2\pi \cdot n_0 \cdot s_n}{M_n \cdot 60} = \frac{0,1713 \cdot 2\pi \cdot 1500 \cdot 0,0267}{144 \cdot 60} = 0,005 \text{ s}$$

Anregungsfrequenz bei $n_{\text{Motor max}} = 1500 \text{ min}^{-1}$:

$$\omega_{\text{Last}} = \frac{2\pi \cdot n_{\text{Motor max}}}{i \cdot 60} = \frac{2\pi \cdot 1500}{5,33 \cdot 60} = 29,47 \text{ s}^{-1}$$

bzw.

$$f_{\text{Last}} = \frac{\omega_{\text{Last}}}{2\pi} = \frac{29,47}{2\pi} = 4,69 \text{ Hz}$$

Damit erhält man für $\omega_{\text{Last}} \cdot T_{\text{mech}}$ bei $n_{\text{Motor max}} = 1500 \text{ min}^{-1}$:

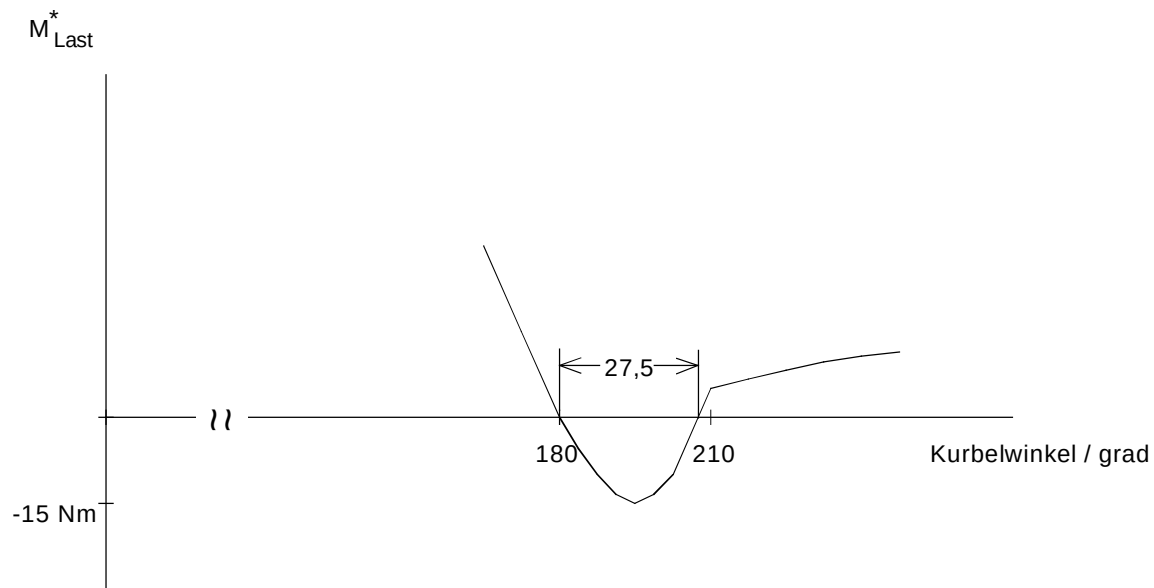
$$\omega_{\text{Last}} \cdot T_{\text{mech}} = 29,47 \cdot 0,005 = 0,147$$

Für das Amplitudenverhältnis der Grundschrwingungen ergibt sich nun:

$$\frac{\Delta M_{\text{Motor}}}{\Delta M_{\text{Last}}^*} = \frac{1}{\sqrt{1 + (\omega_{\text{Last}} \cdot T_{\text{mech}})^2}} = \frac{1}{\sqrt{1 + 0,147^2}} = 0,99$$

Der dämpfende Einfluß des Trägheitsmomentes ist also hier selbst bei maximaler Drehzahl für die Grundschrwingung vernachlässigbar. Daß heißt, daß das hauptsächlich von der Grundschrwingung bestimmte maximale Motormoment praktisch gleich dem auf die Motorwelle bezogenen maximalen Lastmoment ist.

Abschätzung der auftretenden Bremsenergie



Ausschnitt aus der Lastmomentkennlinie

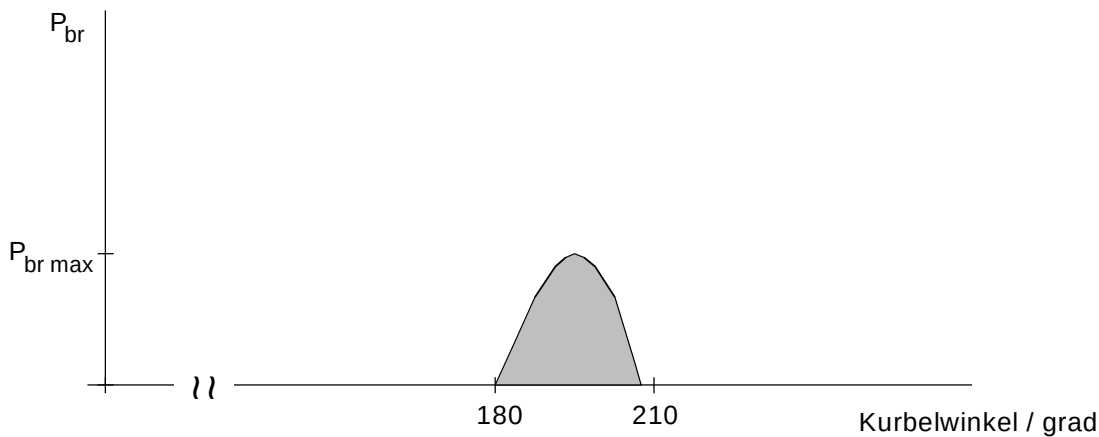
Der positive Teil der Lastmomentkurve wird vom Motor bis auf eine Phasenverschiebung praktisch 1:1 nachgefahren. Im negativen Teil wird wegen der höheren Frequenz die Spitze des Lastmomentes besser gedämpft. Zur Abschätzung des maximalen negativen Motormomentes wird eine Sinusschwingung mit $180/27,5 = 6,54$ facher Frequenz angenommen. Damit erhält man näherungsweise für das Motormoment bei maximaler Motordrehzahl:

$$\Delta M_{Motor} \approx \frac{\Delta M_{Last}}{\sqrt{1 + (6,54 \cdot \omega_{Last} \cdot T_{mech})^2}} = \frac{15}{\sqrt{1 + (6,54 \cdot 0,147)^2}} = 10,8 \text{ Nm}$$

Die maximale Bremsleistung ergibt sich zu:

$$P_{br \text{ max}} \approx \frac{\Delta M_{Motor} \cdot n_{Motor \text{ max}} \cdot \eta_{Motor}}{9550} = \frac{10,8 \cdot 1500 \cdot 0,912}{9550} = 1,55 \text{ kW}$$

Bremsdiagramm



Die Bremsenergie für einen Zyklus entspricht der Fläche im Bremsdiagramm. Für die Bremskurve kann gesetzt werden:

$$P_{br} \approx P_{br \max} \cdot \sin(6,54 \cdot \omega_{Last} \cdot t)$$

Damit ergibt sich für die Bremsenergie bei $n_{Motor \max} = 1500 \text{ min}^{-1}$:

$$W_{br} \approx \frac{2 \cdot P_{br \max}}{6,54 \cdot \omega_{Last}} = \frac{2 \cdot 1,55}{6,54 \cdot 29,47} = 0,0161 \text{ kWs} = 16,1 \text{ Ws}$$

Es soll nun geprüft werden, ob diese Energie vom Zwischenkreis des Umrichters aufgenommen werden kann. Die maximal vom Zwischenkreis aufnehmbare Energie beträgt bei einem 22 kW-Umrichter am 400 V-Netz:

$$\Delta W_{\max} = \frac{1}{2} \cdot C \cdot (U_{d \max}^2 - U_{dn}^2) = \frac{1}{2} \cdot 2700 \cdot 10^{-6} \cdot (820^2 - 540^2) = 514,1 \text{ Ws}$$

Die während der kurzen generatorischen Phase anfallende Bremsenergie kann also vom Zwischenkreis vorübergehend aufgenommen werden. Sie wird beim anschließenden motorischen Betrieb wieder abgebaut. Ein Pulswiderstand ist daher nicht notwendig.

Auswahl des Umrichters

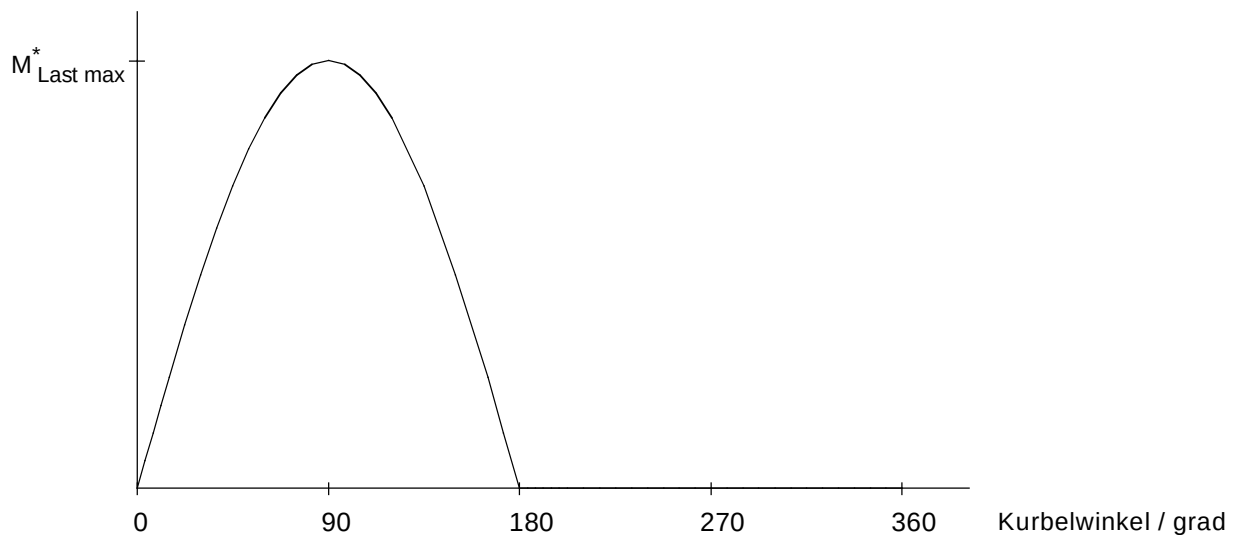
6SE7024-7ED61

$P_{Un} = 22 \text{ kW}$, $I_{Un} = 47 \text{ A}$

Regelungsart f-Regelung

Thermische Überprüfung des Motors

Da das Motormoment praktisch dem auf die Motorwelle bezogenen Lastmoment entspricht, kann zur Berechnung des effektiven Motormomentes vom Effektivwert des Lastmomentes ausgegangen werden. Das Lastmoment wird durch eine Sinushalbschwingung angenähert (wie weiter vorn unter "Allgemeines" beschrieben).



Näherung für die Lastmomentkennlinie

Damit erhält man näherungsweise für den Effektivwert des Motormomentes:

$$M_{Motor\ eff} \approx \frac{M_{Last\ max}^*}{2} = \frac{153}{2} = 76,5\ Nm$$

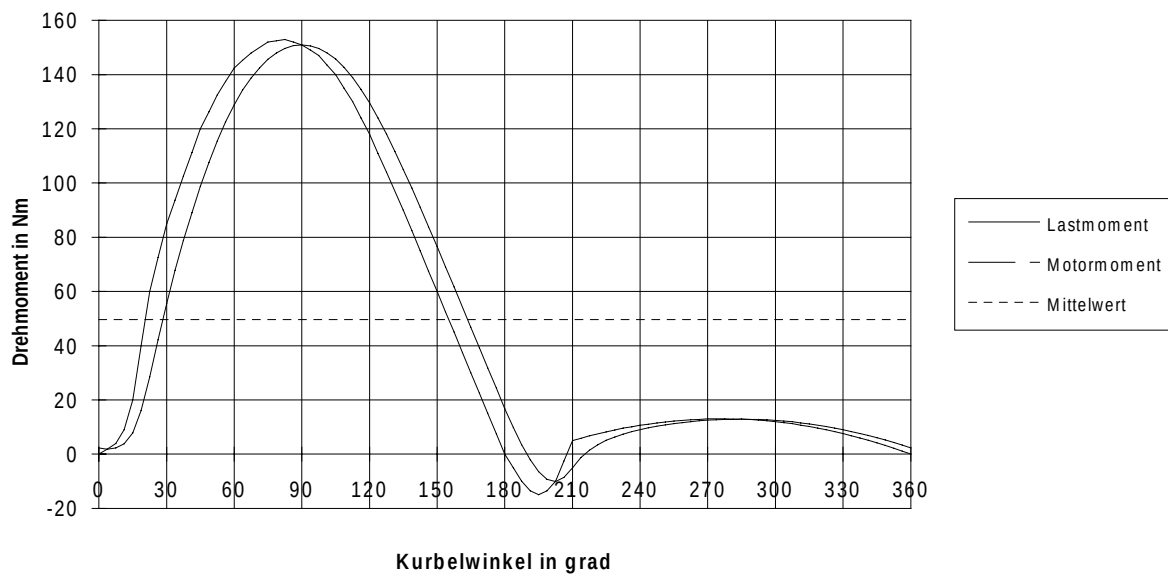
Im Stellbereich 1:3 beträgt für den 22 kW-Motor das zulässige Moment für S1-Betrieb etwa 111 Nm. Es sind also ausreichend Reserven vorhanden.

Anlauf unter Last

Soll der einzylindrische Kolbenkompressor unter Last anlaufen, so ist bei f-Regelung ein 30 kW-Motor und ein 30 kW-Umrichter notwendig (6SE7026-0ED61).

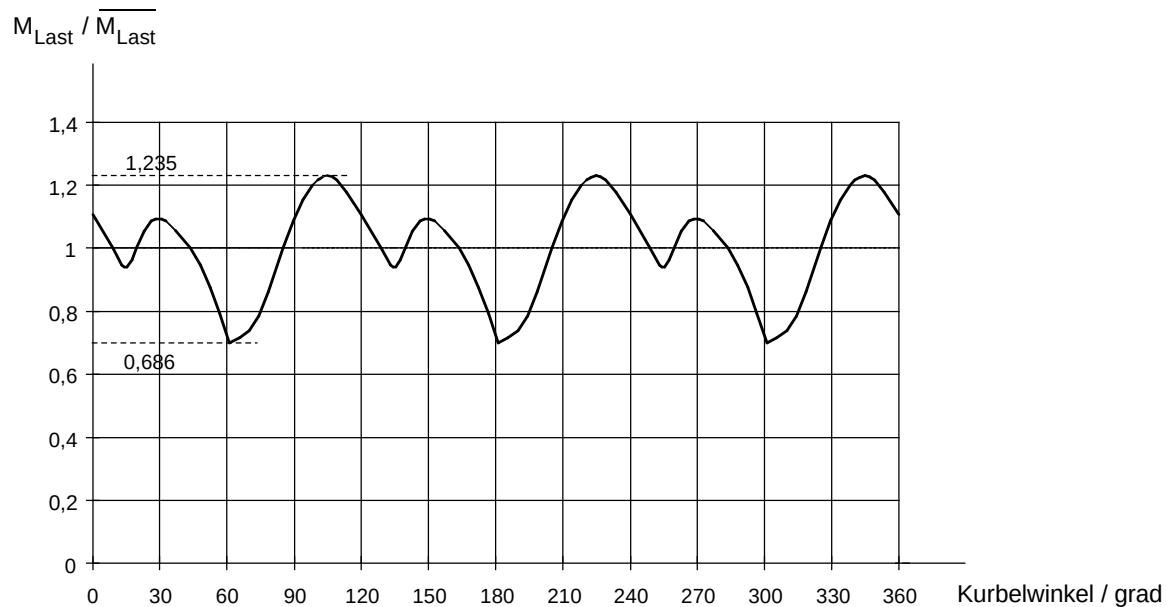
Nach dem Runge Kutta-Verfahren numerisch berechnetes Motormoment

Kolbenkompressor (n=1500 1/min, i=5,33, T_{mech}=0,005 s)



3.4.3 Dreiplungerpumpe

Eine Dreiplungerpumpe soll in einem Stellbereich 102 bis 238 min⁻¹ betrieben werden. Es wird ein Getriebe mit $i = 6,11$ und $\eta = 0,97$ verwendet. Gegeben ist die Lastmomentkennlinie und das mittlere Drehmoment an der Pumpenwelle mit 796 Nm.



Lastmomentkennlinie der Dreiplungerpumpe

Mit dem mittleren Drehmoment an der Pumpenwelle und einem Getriebewirkungsgrad von 0,97 ergibt sich das mittlere Drehmoment an der Motorwelle zu:

$$\overline{M}_{Motor} = \frac{\overline{M}_{Last}}{i \cdot \eta} = \frac{796}{6,11 \cdot 0,97} = 134,3 \text{ Nm}$$

Das Lastträgheitsmoment ist nicht bekannt, kann aber vermutlich gegenüber dem Motorträgheitsmoment vernachlässigt werden. Es wird daher für das Motormoment die gleiche Welligkeit wie für das Lastmoment angenommen. Damit ergibt sich das maximale und das minimale Motormoment zu:

$$M_{Motor \max} = 1,235 \cdot \overline{M}_{Motor} = 1,235 \cdot 134,3 = 165,9 \text{ Nm}$$

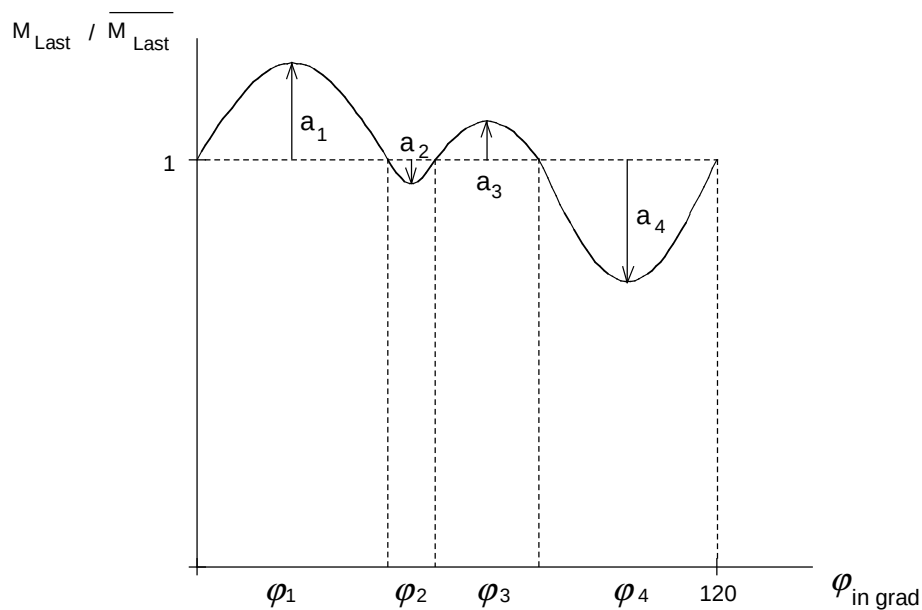
$$M_{Motor \min} = 0,686 \cdot \overline{M}_{Motor} = 0,686 \cdot 134,3 = 92,1 \text{ Nm}$$

Für die maximale und die minimale Motordrehzahl erhält man:

$$n_{Motor \max} = n_{Last \max} \cdot i = 238 \cdot 6,11 = 1454,2 \text{ min}^{-1}$$

$$n_{Motor \min} = n_{Last \min} \cdot i = 102 \cdot 6,11 = 623,2 \text{ min}^{-1}$$

Wegen der hier relativ geringen Lastmomentpendelungen kann zur Motorauslegung der Effektivwert des Motormomentes bzw. des Lastmomentes herangezogen werden. Zur Abschätzung des Effektivwertes wird die Lastmomentkurve durch einzelne Sinushalbschwingungen angenähert.



Näherung der Lastmomentkurve durch Sinushalbschwingungen

Für diese Näherung ergibt sich der Effektivwert zu:

$$M_{Last \text{ eff}} = \overline{M_{Last}} \cdot \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{i=4} \varphi_i \cdot \left(1 + \frac{4 \cdot a_i}{\pi} + \frac{a_i^2}{2}\right)}{120}}$$

Mit

$$a_1 = 0,235, \quad a_2 = -0,061, \quad a_3 = 0,093, \quad a_4 = -0,3$$

$$\varphi_1 = 44, \quad \varphi_2 = 11, \quad \varphi_3 = 24, \quad \varphi_4 = 41$$

erhält man für den Wurzel Ausdruck den Wert 1,0111. Damit ergibt sich als Näherung für

den Effektivwert des Motormomentes:

$$M_{Motor\ eff} \approx \overline{M_{Motor}} \cdot 1,0111 = 134,3 \cdot 1,0111 = 135,8\ Nm$$

Ist der Gleichanteil groß gegenüber den Pendelmomentamplituden, so entspricht der Effektivwert praktisch dem Mittelwert.

Wegen des Stellbereiches 1:2,33 wird ein 4poliger 30 kW-Motor gewählt (1LA5 207-4AA..)

$$M_n = 196\ Nm, \quad n_n = 1465\ min^{-1}, \quad I_{Motor\ n} = 55\ A, \quad J_{Motor} = 0,24\ kgm^2$$

Abschätzung des Einflusses des Trägheitsmomentes auf das maximale Motormoment

Gesamtträgheitsmoment bezogen auf die Motorwelle:

$$J_{ges} \approx J_{Motor} = 0,24\ kgm^2$$

Motornennschlupf:

$$s_n = \frac{n_0 - n_n}{n_0} = \frac{1500 - 1465}{1500} = 0,0233$$

Mechanische Zeitkonstante:

$$T_{mech} = \frac{J_{ges} \cdot 2\pi \cdot n_0 \cdot s_n}{M_n \cdot 60} = \frac{0,24 \cdot 2\pi \cdot 1500 \cdot 0,0233}{196 \cdot 60} = 0,0045\ s$$

Anregungsfrequenz bei $n_{Motor\ max} = 1454,2\ min^{-1}$:

$$\omega_{Last} = 3 \cdot \frac{2\pi \cdot n_{Motor\ max}}{i \cdot 60} = 3 \cdot \frac{2\pi \cdot 1454,2}{6,11 \cdot 60} = 74,8\ s^{-1} \quad (3\ Perioden\ auf\ eine\ Kurbelumdrehung)$$

bzw.

$$f_{Last} = \frac{\omega_{Last}}{2\pi} = \frac{74,8}{2\pi} = 11,9\ Hz$$

Damit erhält man für $\omega_{Last} \cdot T_{mech}$ bei $n_{Motor\ max} = 1454,2\ min^{-1}$:

$$\omega_{Last} \cdot T_{mech} = 74,8 \cdot 0,0045 = 0,336$$

Für das Amplitudenverhältnis der Grundswingungen ergibt sich nun:

$$\frac{\Delta M_{Motor}}{\Delta M_{Last}^*} = \frac{1}{\sqrt{1 + (\omega_{Last} \cdot T_{mech})^2}} = \frac{1}{\sqrt{1 + 0,336^2}} = 0,95$$

Der dämpfende Einfluß des Trägheitsmomentes ist also hier selbst bei maximaler Drehzahl für die Grundswingung vernachlässigbar.

Gewählter Umrichter

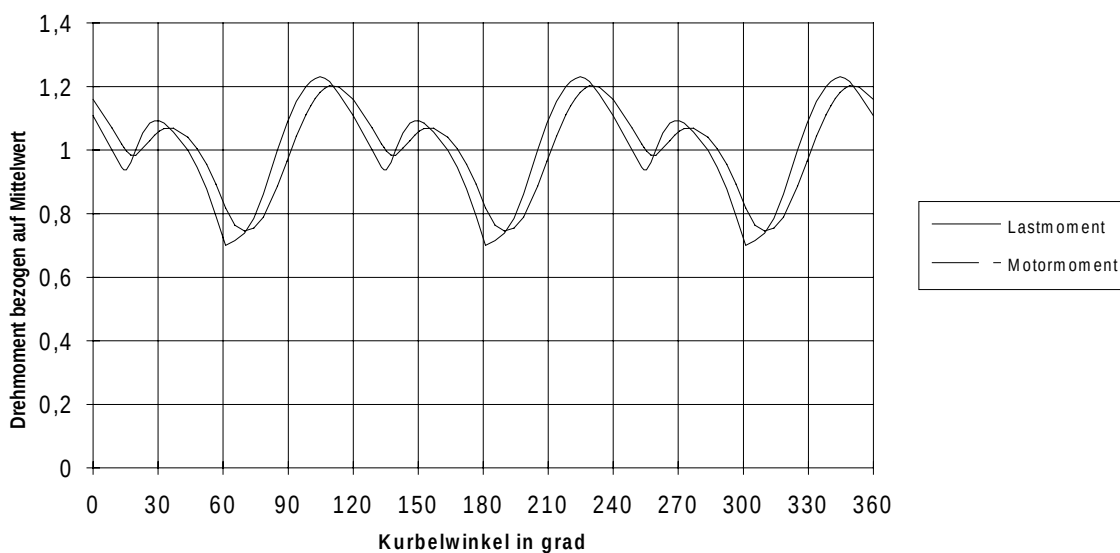
6SE7027-2ED61

$P_{UN} = 37 \text{ kW}$, $I_{UN} = 72 \text{ A}$

Regelungsart f-Regelung

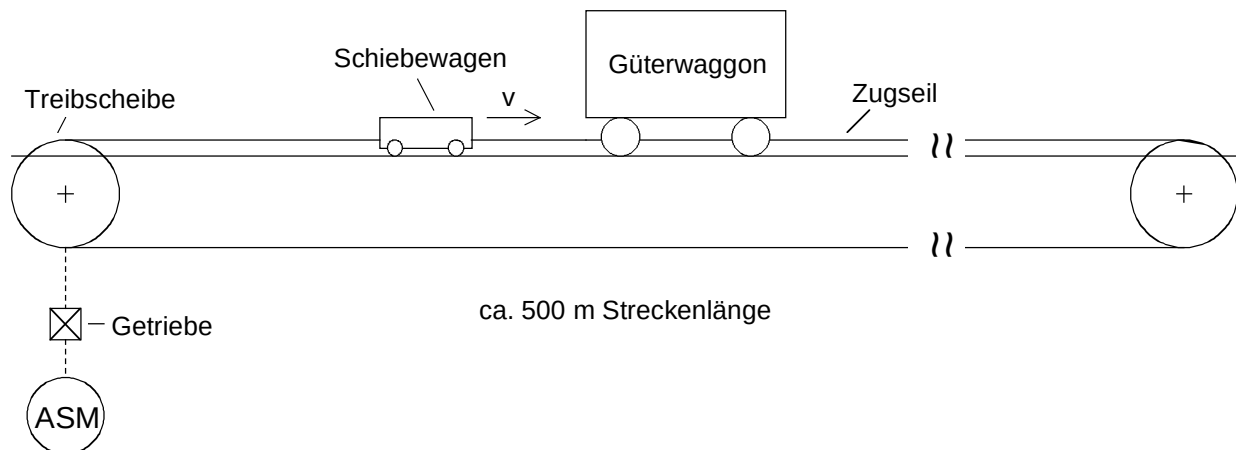
Nach dem Runge Kutta-Verfahren numerisch berechnetes Motormoment

Dreiplungerpumpe (n=1454 1/min, i=6,11, Tmech=0,0045 s)



3.4.4 Förderanlage für Güterwaggons

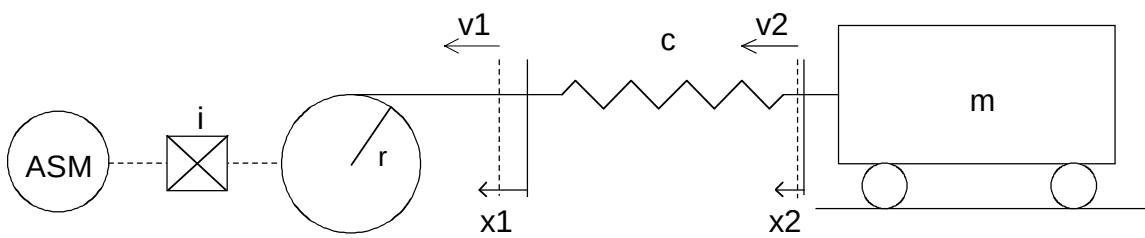
Bei diesem Antrieb handelt es sich um einen Schiebewagen, der auf einer 500 m langen Strecke Güterwaggons zu Zugeinheiten zusammenschiebt. Der Schiebewagen wird von einem Zugseil über einen fest installierten 37 kW-Drehstrommotor mit Getriebe angetrieben.



Prinzipbild der Anlage

Der Schiebewagen fährt bei 50 Hz Motorfrequenz mit konstanter Geschwindigkeit von 1,25 m/s auf den/die Waggons auf. Dabei baut sich die Zugkraft verzögert über die Federwirkung des Stahlzugseiles auf. Sind die Waggons festgebremst oder setzt sich eine ganze Wagensäule wegen der großen Masse nicht schnell genug in Bewegung, so tritt bei der jetzigen Ausführung ab einem maximalen Motormoment eine Rutschkupplung zwischen Motor und Getriebe in Aktion. Die Drehzahl der Treibscheibe bricht ein. Hat sich nach einer bestimmten Zeit die Wagensäule nicht in Bewegung gesetzt bzw. die Drehzahl der Treibscheibe wieder erhöht, wird der Vorgang abgebrochen und der Schiebewagen zurückgefahren.

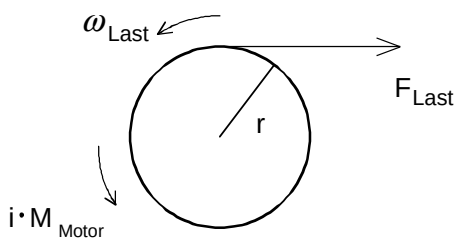
Zur Einsparung der Rutschkupplung soll der Motor nun über einen Umrichter betrieben werden. Außerdem kann dann zwecks Zeiteinsparung die Rückfahrt mit doppelter Geschwindigkeit erfolgen. Die Rutschkupplung wird durch eine Drehzahl/Drehmomentregelung ersetzt. Erreicht nun das über das Zugseil aufgebrachte Motormoment die eingestellte Momentengrenze, kann die n-Regelung die Solldrehzahl nicht mehr halten und geht automatisch in eine M-Regelung über. Der Motor hält das Moment aufrecht, die Drehzahl bricht ein und wird jetzt von der Last bestimmt. Allerdings ergeben sich Probleme dadurch, daß die Kombination Motor-Zugseil-Waggons ohne die dämpfende Wirkung der Rutschkupplung ein schwingfähiges Gebilde darstellt. Dies soll nun durch die folgende vereinfachte Darstellung gezeigt werden. Die Reibung und der Getriebewirkungsgrad wird dabei vernachlässigt.



Ersatzbild für den Vorgang nach dem Anstoß

x_1	Zugseilbewegung am Treibrad
x_2	Bewegung des/der Waggons
v_1	Geschwindigkeit des Zugseiles am Treibrad
v_2	Geschwindigkeit des/der Waggons
r	Radius des Treibrades
c	Federkonstante des Zugseiles (abhängig von der Zugseillänge)
m	Masse des/der Waggons
i	Getriebeübersetzung
J_{Motor}	Trägheitsmoment des Motors
n_0	Leerlaufdrehzahl des Motors bei Nennfrequenz

Für die Treibscheibe gilt:



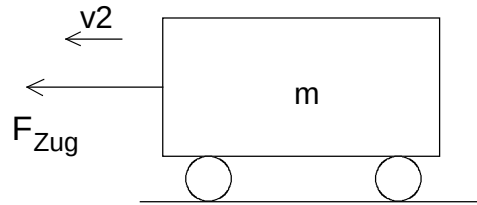
$$i \cdot M_{\text{Motor}} - M_{\text{Last}} = i^2 \cdot J_{\text{Motor}} \cdot \frac{d\omega_{\text{Last}}}{dt}$$

mit

$$M_{Last} = F_{Last} \cdot r = c \cdot (x_1 - x_2) \cdot r$$

$$\omega_{Last} = \frac{v_1}{r} = \frac{1}{r} \cdot \frac{dx_1}{dt}$$

Für den/die Waggon(s) gilt:



$$F_{Zug} = m \cdot \frac{dv_2}{dt} = m \cdot \frac{d^2x_2}{dt^2}$$

mit

$$F_{Zug} = c \cdot (x_1 - x_2)$$

Verhältnisse bei blockierten Waggon(s) (Blockfahrt)

Zunächst soll nur die sogenannte Blockfahrt betrachtet werden, d.h. das Auffahren auf blockierte Waggon(s). In diesem Fall ist $v_2=0$ und $x_2=0$. Es wird nun vorausgesetzt, daß die Drehzahl aufgrund der Drehzahlregelung bis $M_{Motor}=M_{max}$ konstant bleibt. Dann gilt für diesen Bereich:

$$\omega_{Last} = konst = \frac{v_{10}}{r} = \frac{2\pi \cdot n_0}{i \cdot 60} = \frac{1}{r} \cdot \frac{dx_1}{dt}$$

Lösung:

$$x_1 = v_{10} \cdot t$$

$$M_{Motor} = \frac{c \cdot r \cdot v_{10}}{i} \cdot t$$

$M_{\text{Motor}} = M_{\text{max}}$ wird erreicht für

$$t_1 = \frac{i \cdot M_{\text{max}}}{c \cdot r \cdot v_{10}}$$

Nach Erreichen der Momentengrenze bleibt $M_{\text{Motor}} = M_{\text{max}} = \text{konst.}$ Für diesen Bereich gilt:

$$\frac{d^2 x_1}{dt^2} + \frac{c \cdot r^2}{i^2 \cdot J_{\text{Motor}}} \cdot x_1 = \frac{i \cdot M_{\text{max}} \cdot r}{i^2 \cdot J_{\text{Motor}}}$$

Lösung:

$$x_1 = \frac{v_{10}}{\omega_{m1}} \cdot \sin(\omega_{m1} \cdot (t - t_1)) + \frac{i \cdot M_{\text{max}}}{c \cdot r}$$

$$\frac{dx_1}{dt} = v_1 = v_{10} \cdot \cos(\omega_{m1} \cdot (t - t_1))$$

mit

$$\omega_{m1} = \sqrt{\frac{c \cdot r^2}{i^2 \cdot J_{\text{Motor}}}} \quad \text{mechanische Schwingfrequenz}$$

Für den Betrieb an der Momentengrenze ergibt sich also eine ungedämpfte Schwingung. In der Praxis ist natürlich immer eine gewisse Dämpfung aufgrund der hier vernachlässigten Seilreibung und der Verluste im Getriebe vorhanden. Eine zusätzliche Dämpfung lässt sich durch eine geeignete Aufschaltung der Drehzahl auf die Momentengrenze erreichen. Die Aufschaltung hat dabei die Form:

$$M_{\text{Motor}} = M_{\text{max}} - k_D \cdot M_{\text{max}} \cdot \frac{n}{n_0} = M_{\text{max}} - k_D \cdot M_{\text{max}} \cdot \frac{v_1}{v_{10}}$$

Für $k_D = 0,1$ ergibt sich z. B. ein 10%iger Eingriff auf die Momentengrenze bei $n = n_0$. Mit dieser Aufschaltung enthält die Differentialgleichung jetzt einen Dämpfungsanteil:

$$\frac{d^2 x_1}{dt^2} + \frac{i \cdot k_D \cdot M_{\text{max}} \cdot r}{v_{10} \cdot i^2 \cdot J_{\text{Motor}}} \cdot \frac{dx_1}{dt} + \frac{c \cdot r^2}{i^2 \cdot J_{\text{Motor}}} \cdot x_1 = \frac{i \cdot M_{\text{max}} \cdot r}{i^2 \cdot J_{\text{Motor}}}$$

Legt man nun z. B. den Beginn der Aufschaltung auf den Punkt $M_{\text{Motor}}=0,2 M_{\text{max}}$, erhält man bei aperiodischer Dämpfung als Lösung:

$$x_1 = C_1 \cdot e^{p_1(t-t_2)} + C_2 \cdot e^{p_2(t-t_2)} + \frac{i \cdot M_{\text{max}}}{c \cdot r}$$

$$\frac{dx_1}{dt} = v_1 = C_1 \cdot p_1 \cdot e^{p_1(t-t_2)} + C_2 \cdot p_2 \cdot e^{p_2(t-t_2)}$$

mit

$$p_{1,2} = -\frac{a_1}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{a_1}{2}\right)^2 - \omega_{m1}^2}$$

$$a_1 = \frac{i \cdot k_D \cdot M_{\text{max}} \cdot r}{v_{10} \cdot i^2 \cdot J_{\text{Motor}}}$$

$$C_1 = \frac{p_2 \cdot (v_{10} \cdot t_2 - \frac{i \cdot M_{\text{max}}}{c \cdot r}) - v_{10}}{p_2 - p_1}$$

$$C_2 = \frac{v_{10} - p_1 \cdot (v_{10} \cdot t_2 - \frac{i \cdot M_{\text{max}}}{c \cdot r})}{p_2 - p_1}$$

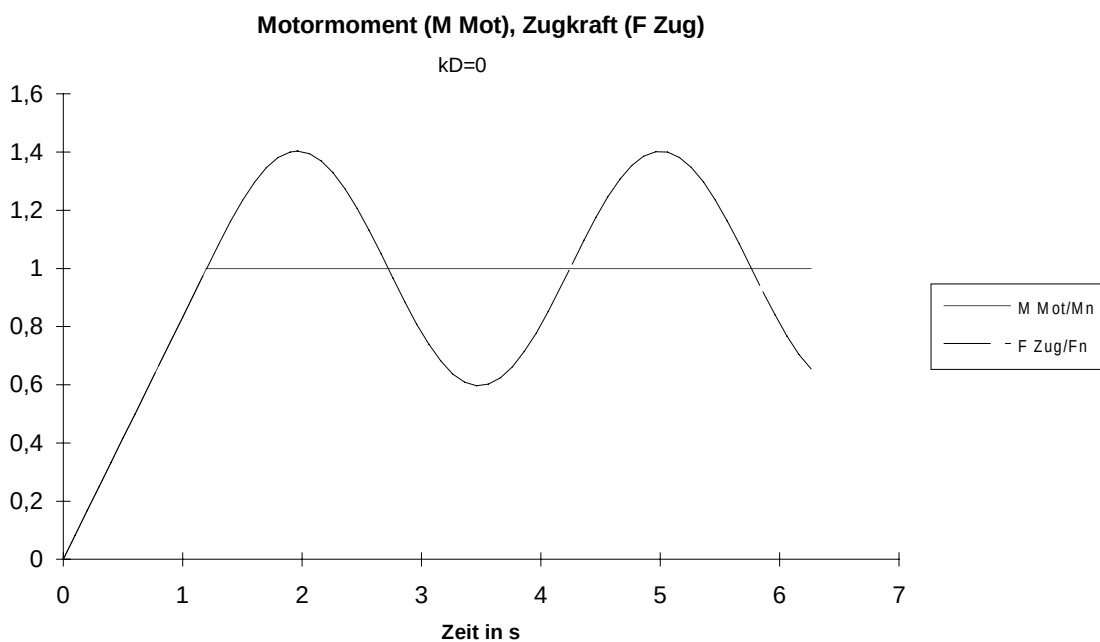
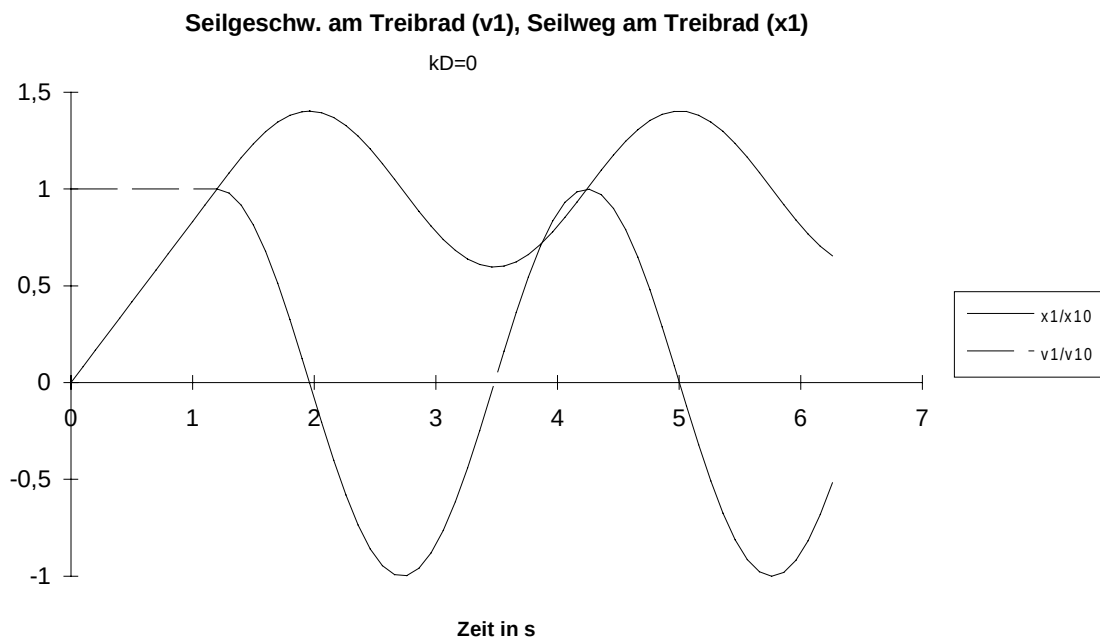
$$t_2 = \frac{0,2 \cdot M_{\text{max}} \cdot i}{c \cdot r \cdot v_{10}}$$

Mit den Werten

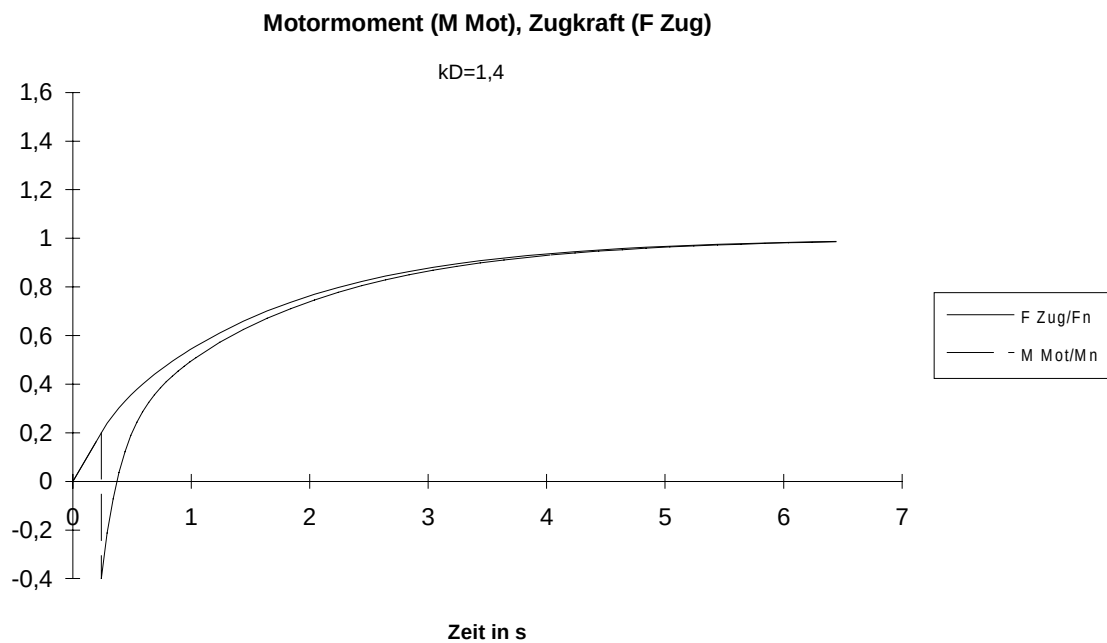
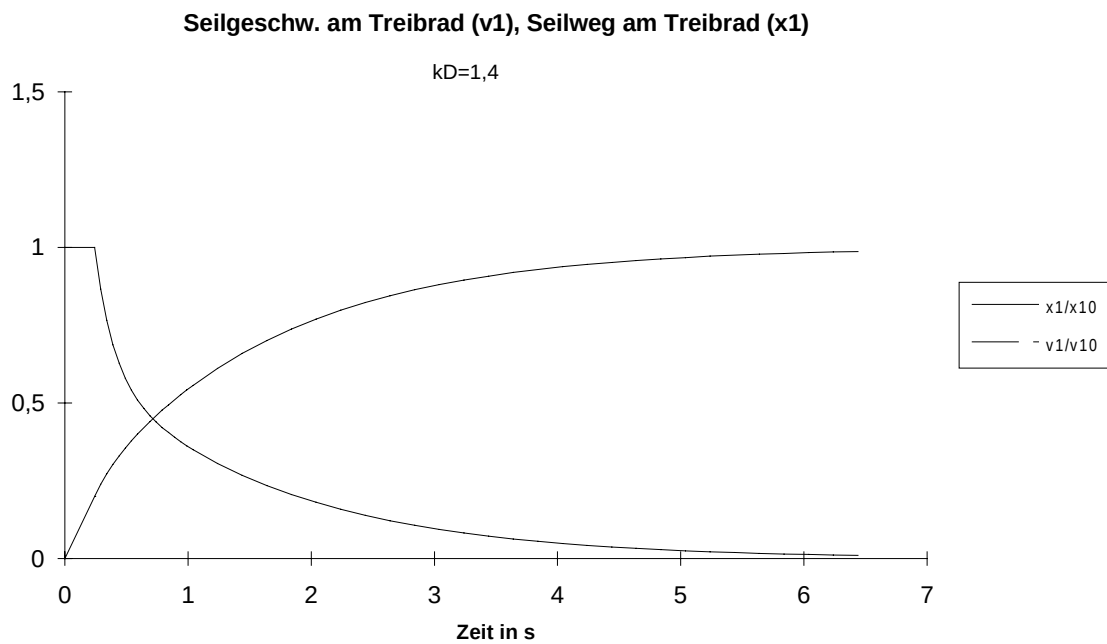
$$\begin{aligned} r &= 0,36 \text{ m} \\ c &= 20000 \text{ N/m} \\ i &= 22,5 \\ J_{\text{Motor}} &= 1,2 \text{ kgm}^2 \\ M_n &= 483 \text{ Nm} \\ n_0 &= 750 \text{ min}^{-1} \end{aligned}$$

ergeben sich bei Blockfahrt und $M_{\text{max}}=M_n$ die folgenden Kurven für die Zugseilbewegung am Treibrad x_1 , die Geschwindigkeit des Zugseiles am Treibrad v_1 , das Motormoment M_{Motor} und die Zugkraft F_{Zug} . Der Übersichtlichkeit halber sind die Größen auf die jeweiligen Nennwerte bezogen:

$$x_{10} = \frac{i \cdot M_n}{c \cdot r} \quad \text{und} \quad F_n = c \cdot x_{10}$$



Verhältnisse bei Blockfahrt. Ohne Umschaltung ($k_D=0$) ergibt sich eine Dauerschwingung.



Verhältnisse bei Blockfahrt. Mit entsprechender Umschaltung (z. B. $k_D=1,4$) ergibt sich eine aperiodisch gedämpfte Schwingung. Die Umschaltung beginnt bei $M_{\text{Motor}}=0,2 M_{\text{max}}$.

Verhältnisse beim Beschleunigen von Waggon

Als nächstes soll das Beschleunigen einer nicht festgebremsten Wagensäule betrachtet werden. Da sich v_2 und x_2 jetzt auch verändern, wird die analytische Berechnung wesentlich komplizierter. Für eine numerische Berechnung werden die Gleichungen folgendermaßen umgestellt:

$$\frac{dx_1}{dt} = v_1$$

$$\frac{dx_2}{dt} = v_2$$

$$\frac{dv_2}{dt} = \frac{c}{m} \cdot (x_1 - x_2)$$

sowie

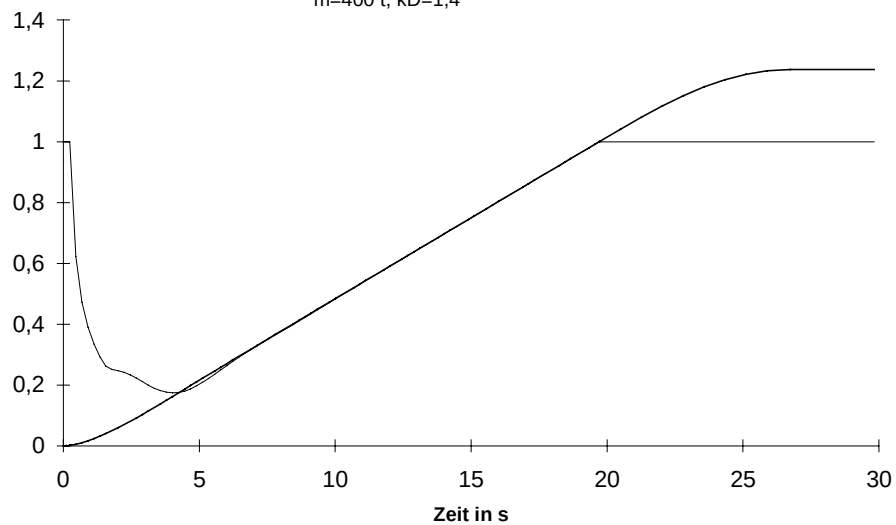
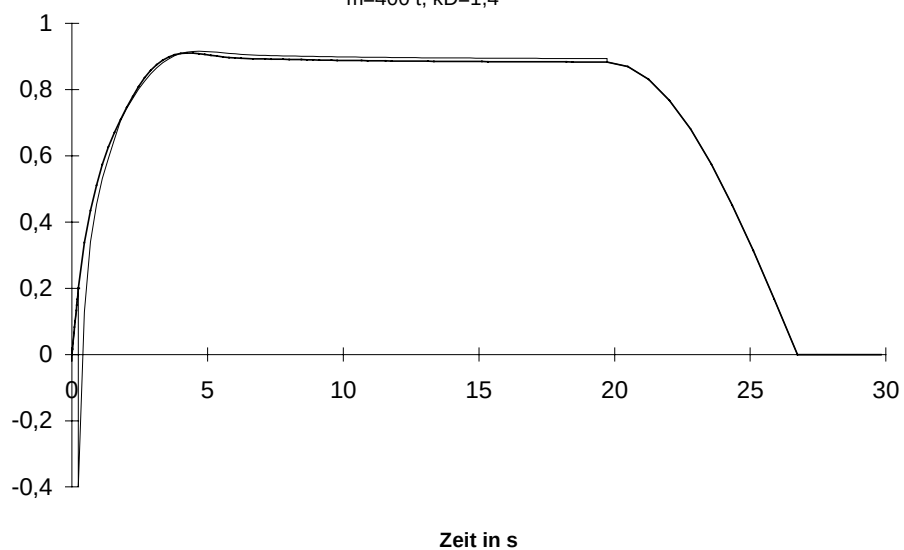
$$\frac{dv_1}{dt} = 0 \quad \text{ohne Aufschaltung bzw. bei } v_1 = v_{10}$$

$$\frac{dv_1}{dt} = \frac{r \cdot i}{i^2 \cdot J_{Motor}} \cdot \left(M_{\max} - k_D \cdot M_{\max} \cdot \frac{v_1}{v_{10}} \right) - \frac{c \cdot r^2}{i^2 \cdot J_{Motor}} \cdot (x_1 - x_2) \quad \text{mit Aufschaltung}$$

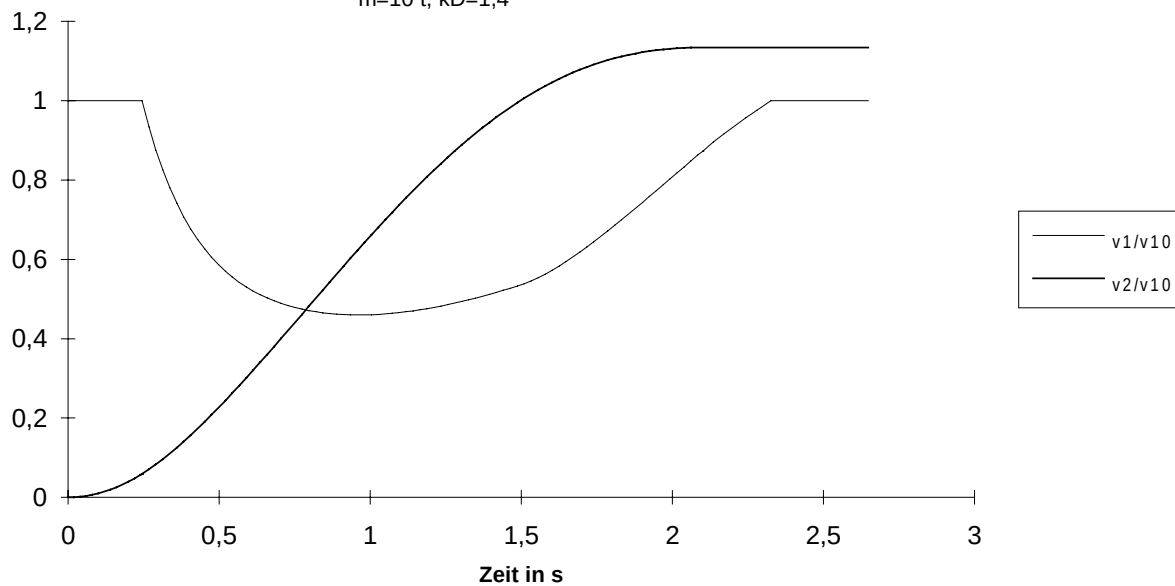
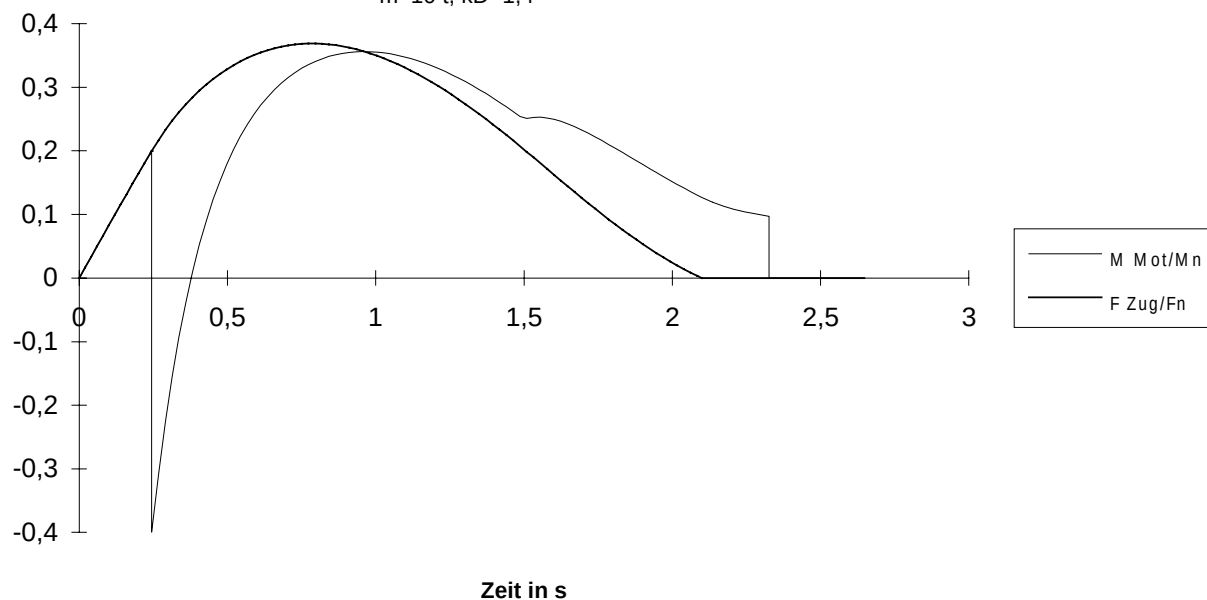
Dieses Gleichungssystem läßt sich mit dem Runge Kutta-Verfahren lösen.

Mit den gleichen Zahlenwerten wie vorher bei der Blockfahrt, $M_{\max} = M_n$ und einer Masse m von 400 t bzw. 10 t ergeben sich damit die folgenden Kurven für die Geschwindigkeit des Zugseiles am Treibrad v_1 , die Geschwindigkeit der/des Waggon v_2 , das Motormoment M_{Motor} und die Zugkraft F_{Zug} . Die Aufschaltung auf die Momentengrenze wird dabei nach ca. 1,5 s über ein PT1-Glied mit einer Zeitkonstanten von ca. 5 s wieder zurückgenommen, andernfalls würde das Motormoment beim Beschleunigen dauerhaft um den Faktor k_D reduziert.

Das Überschwingen der Geschwindigkeit v_2 der/des Waggon ist wegen der Vernachlässigung der Reibung sicher geringer. Weitgehend verhindern könnte man diesen Effekt z. B. durch eine Rücknahme des Sollwertes nach dem Anstoß auf etwa 80%. Erreicht die Motordrehzahl diese 80% wieder, wird über eine langsame Rampe (Hochlaufgeber) der Sollwert auf 100% erhöht. Dadurch wird die Zugkraft im Seil (und damit das Überschwingen) schon vor Erreichen der Endgeschwindigkeit verringert.

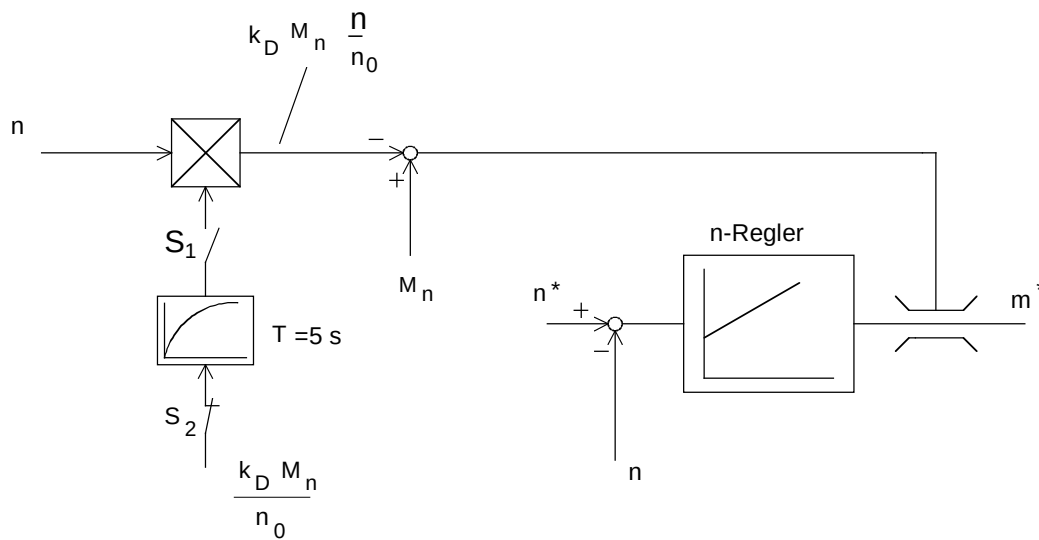
Seilgeschw. am Treibrad (v_1), Geschw. der Waggon (v_2) $m=400\text{ t}$, $k_D=1,4$ Motormoment (M_{Mot}), Zugkraft (F_{Zug}) $m=400\text{ t}$, $k_D=1,4$ 

Verhältnisse beim Beschleunigen von Waggonen mit $m=400\text{ t}$ und einer Aufschaltung von $k_D=1,4$.

Seilgeschw. am Treibrad (v_1), Geschw. der Waggon (v_2) $m=10\text{ t}$, $k_D=1,4$ Motormoment (M_{Mot}), Zugkraft (F_{Zug}) $m=10\text{ t}$, $k_D=1,4$ 

Verhältnisse beim Beschleunigen eines Waggon mit $m=10\text{ t}$ und einer Aufschaltung von $k_D=1,4$.

Realisierung der Momentenaufschaltung



Der Schalter S_2 ist vor dem Anstoß geschlossen. Der Schalter S_1 schließt nach dem Anstoß bei $M_{\text{Motor}}=0,2 M_{\text{max}}$. Nach 1,5 s öffnet S_2 und sorgt für eine langsame Rücknahme der Aufschaltung. Dies lässt sich z. B. mit der Technologiebaugruppe T100 realisieren.

Auswahl von Motor und Umrichter

Der Motor ist vorhanden.

Typ: ABB mit $I_n=81 \text{ A}$; $n_n=735 \text{ min}^{-1}$; $J_{\text{Motor}}=1,2 \text{ kgm}^2$; $\eta=0,93$; $M_n=483 \text{ Nm}$; $M_{\text{kipp}}/M_n=2,2$

Gewählter Umrichter:

6SE7031-0EE60

$P_{U n}=45 \text{ kW}$; $I_{U n}=92 \text{ A}$; $I_{U \text{ max}}=125,6 \text{ A}$

Regelungsart n-Regelung

Technologiebaugruppe T100

Auslegung des Bremswiderstandes

Bremsenergie tritt auf:

- beim Abbremsen des Schiebewagens nach der Rückfahrt von 2,5 m/s (doppelte Geschwindigkeit) auf 0

- b) beim Abbremsen des Schiebewagens während der Vorwärtsfahrt von 1,25 m/s auf 0
 c) während des Anstoßes

Fall a)

Beim Abbremsen aus doppelter Geschwindigkeit im Drehzahlbereich 1500 min^{-1} bis 750 min^{-1} wird der Motor in der Feldschwächung betrieben. Zulässiges Motormoment bei $n_{\max}$ und 1,3fachem Sicherheitsabstand vom Kippmoment:

$$M_{\text{zul}} = \frac{M_{\text{kipp}}}{1,3} = \frac{M_{\text{kipp}}}{1,3} \cdot \left(\frac{n_0}{n_{\max}}\right)^2 = \frac{2,2 \cdot 483}{1,3} \cdot \left(\frac{750}{1500}\right)^2 = 204,4 \text{ Nm}$$

Bei $M_{\text{Motor}} = M_{\text{zul}} = \text{konst}$ während des Bremsvorganges ergibt sich für die maximale Bremsleistung:

$$P_{\text{br max}} = \frac{M_{\text{zul}} \cdot n_{\max}}{9550} \cdot \eta_{\text{Motor}} = \frac{204,4 \cdot 1500}{9550} \cdot 0,93 = 29,9 \text{ kW}$$

Zur Ermittlung der Bremszeit wird das Lastträgheitsmoment benötigt. Die translatorisch bewegten Massen (Schiebewagen und Zugseil) werden zu 1000 kg angenommen. Dann ist:

$$J_{\text{Last}} = m \cdot r^2 = 1000 \cdot 0,36^2 = 129,6 \text{ kgm}^2$$

bzw. auf den Motor bezogen

$$J_{\text{Last}}^* = \frac{J_{\text{Last}}}{i^2} = \frac{129,6}{22,5^2} = 0,256 \text{ kgm}^2$$

Damit ergibt sich die Bremszeit bei Vernachlässigung der Reibung und der Getriebeverluste zu:

$$t_{\text{br}} = \frac{(J_{\text{Motor}} + J_{\text{Last}}^*) \cdot 2\pi \cdot n_{\max}}{60 \cdot M_{\text{zul}}} = \frac{(1,2 + 0,256) \cdot 2\pi \cdot 1500}{60 \cdot 204,4} = 1,12 \text{ s}$$

Fall b)

Das Abbremsen im Konstantflußbereich von 750 min^{-1} auf 0 soll z. B. in 0,5 s erfolgen. Dann ergibt sich für das Motormoment:

$$M_{\text{Motor}} = \frac{(J_{\text{Motor}} + J_{\text{Last}}^*) \cdot 2\pi \cdot n_0}{60 \cdot t_{\text{br}}} = \frac{(1,2 + 0,256) \cdot 2\pi \cdot 750}{60 \cdot 0,5} = 228,7 \text{ Nm}$$

Hiermit erhält man die maximale Bremsleistung zu:

$$P_{\text{br max}} = \frac{M_{\text{Motor}} \cdot n_0}{9550} \cdot \eta_{\text{Motor}} = \frac{228,7 \cdot 750}{9550} \cdot 0,93 = 16,7 \text{ kW}$$

Fall c)

Wie aus den Diagrammen ersichtlich, tritt der ungünstigste Fall bei Blockfahrt ohne Aufschaltung auf. Hier ergibt sich theoretisch für die maximale Bremsleistung bei $M_{Motor}=M_n$ und $n=n_0$:

$$P_{br \max} = \frac{M_n \cdot n_0}{9550} \cdot \eta_{Motor} = \frac{483 \cdot 750}{9550} \cdot 0,93 = 35,3 \text{ kW}$$

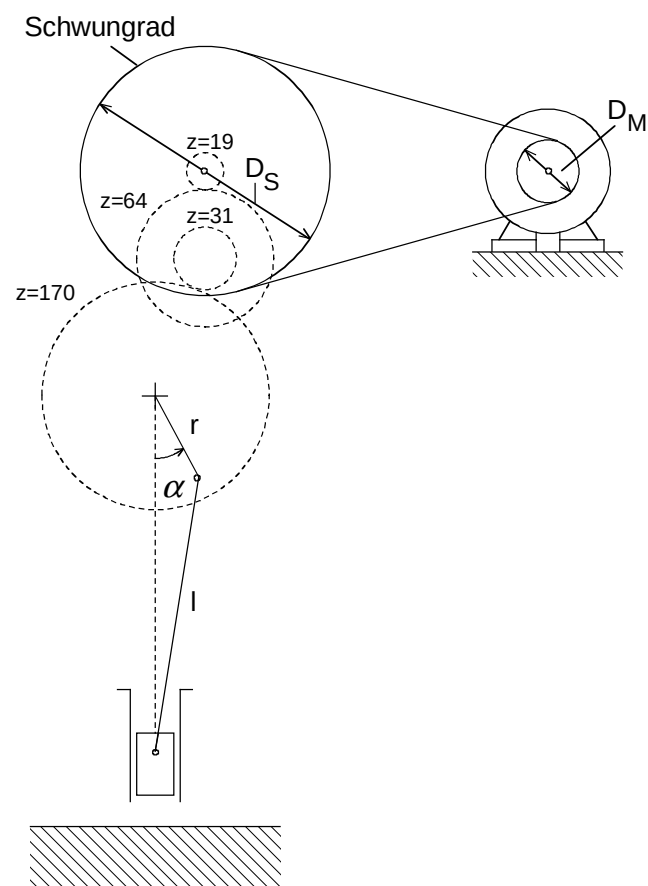
Dieser Wert tritt aber wegen der vernachlässigten Zugseilreibung und der Verluste im Getriebe sicher nicht auf. Realistischer sind die Verhältnisse bei einer Dämpfungsaufschaltung von $k_D=1,4$. Hier beträgt die maximale Bremsleistung nach dem Anstoß bei $M_{Motor}=-0,4 M_n$ und $n=n_0$ nur noch:

$$P_{br \max} = \frac{0,4 M_n \cdot n_0}{9550} \cdot \eta_{Motor} = \frac{0,4 \cdot 483 \cdot 750}{9550} \cdot 0,93 = 14,1 \text{ kW}$$

Damit ergibt sich die maximale Bremsleistung für Fall a) mit 29,9 kW. Es würde also eine Brems-einheit mit $P_{20}=20 \text{ kW}$ (6SE7023-2EA87-2DA0) und externem Bremswiderstand (6SE7023-2ES87-2DC0) reichen. Damit ist eine Spitzenbremsleistung von $1,5 P_{20}=30 \text{ kW}$ für 3 s erreichbar.

3.4.5 Antrieb für Exzenterpresse

Ein Pressenantrieb mit einem 160 kW-Gleichstrommotor und $n_n = 2400 \text{ min}^{-1}$ soll in einen Drehstromantrieb umgerüstet werden. Der Stellbereich des Gleichstrommotors beträgt 436 min^{-1} (Einrichtdrehzahl) bis 2400 min^{-1} (Maximaldrehzahl).



Vereinfachtes Funktionsschema

Daten des Antriebs

Max. Preßkraft 25 mm vor U.T.	$F_{\text{Last max}}$	= 10000 kN
Max. Umformarbeit	W_{max}	= 250 kW
Durchmesser der Motorriemenscheibe	D_M	= 300 mm
Durchmesser der Treibscheibe	D_S	= 1670 mm
Trägheitsmoment des Schwungrades	J_S	= 2845 kgm ²
Kurbelradius	r	= 470 mm

Wirksamer Kurbelwinkel während des Stoßes	α_{St}	= 18,8 grad
Anzahl der Hübe bei 436 min ⁻¹ (Schleichdrehzahl n_{min})	z_{min}	= 4/min
Anzahl der Hübe bei 873 min ⁻¹ (Grunddrehzahl n_G)	z_G	= 8/min
Anzahl der Hübe bei 2400 min ⁻¹ (Maximaldrehzahl n_{max})	z_{max}	= 22/min
Gewünschte Hochlaufzeit von 0 auf n_{max}	t_h	< 60 s
Gewünschte Bremszeit von n_{max} auf 0	t_{br}	< 60 s

Mit Hilfe dieser Antriebsdaten soll überprüft werden, ob sich ein 4poliger 160 kW-Asynchronmotor für den Pressenantrieb eignet.

Daten des Motors

1LA6 316-4AA; $n_n=1485 \text{ min}^{-1}$; $M_n=1030 \text{ Nm}$; $J_{Motor}=3,2 \text{ kgm}^2$; $\eta_{Motor}=0,958$;

$M_{Kipp}=2,7 M_n$; $I_{Motor n}=275 \text{ A}$

Mittlere Leistung des Motors bei maximaler Drehzahl und einem angenommenen Pressenwirkungsgrad von 0,8:

$$P_{Motor \text{ mittel}} = \frac{W_{max} \cdot z_{max}}{\eta_{Presse}} = \frac{250 \text{ kWs} \cdot 22 \text{ min}^{-1}}{\eta_{Presse}} = \frac{250 \cdot 22}{0,8 \cdot 60} = 114,6 \text{ kW}$$

Bezüglich der mittleren Leistung ist dieser Motor also geeignet. Jetzt sollen noch die Verhältnisse während des Stoßes sowie die effektive Motorbelastung untersucht werden.

Ermittlung der Übersetzungen

Für die Übersetzung vom Motor zur Schwungscheibe ergibt sich:

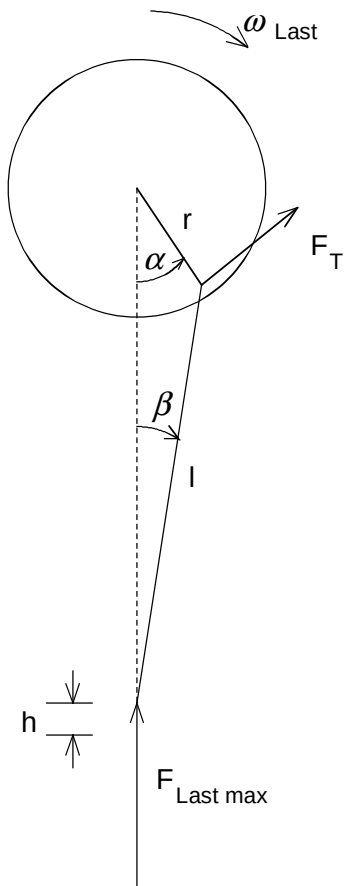
$$i_s = \frac{D_s}{D_M} = \frac{1670}{300} = 5,57$$

Die Gesamtübersetzung vom Motor zum Kurbelrad erhält man mit den gegebenen Zähnezahlen zu:

$$i_{ges} = \frac{1670}{300} \cdot \frac{64}{19} \cdot \frac{170}{31} = 102,83$$

Berechnung des Lastmomentes

Für die weitere Berechnung werden der Pressenwirkungsgrad, zusätzliche Reibungskräfte und die Trägheitsmomente des Vorgeleges vernachlässigt. Weiter wird eine konstante Lastkraft während des Stoßes angenommen.



F_T : Tangentialkraft

h : Stößelweg während des Preßvorganges

$$M_{Last} = F_T \cdot r = F_{Last \max} \cdot r \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$$

$$h = r \cdot (1 - \cos \alpha_{St})$$

Für $l/r \gg 1$ bzw. für kleine Winkel α vereinfacht sich die Gleichung für M_{Last} zu:

$$M_{Last} = F_T \cdot r \approx F_{Last \max} \cdot r \cdot \sin \alpha$$

Bei $\alpha = \alpha_{St} = 18,8$ grad ergibt sich das maximale Lastmoment bezogen auf den Motor:

$$M_{Last \max}^* = \frac{F_{Last \max} \cdot r \cdot \sin \alpha_{St}}{i_{ges}} = \frac{10000 \text{ kN} \cdot 0,47 \cdot \sin(18,8 \cdot \frac{\pi}{180})}{102,83} = 14,73 \text{ kNm}$$

Dieses Moment kann der Motor nicht aufbringen. Es muß vom Schwungrad geliefert werden.

Berechnung der mechanischen Zeitkonstante:

$$T_{mech} = \frac{J^* \cdot 2\pi \cdot n_n \cdot s_n}{M_n \cdot 60}$$

Mit

$$J^* = \frac{J_S}{i_S^2} + J_{Motor} = \frac{2845}{5,57^2} + 3,2 = 94,9 \text{ kgm}^2 \quad (\text{Gesamtr gheitsmoment bezogen auf den Motor})$$

$$s_n = \frac{n_{syn} - n_n}{n_{syn}} = \frac{1500 - 1485}{1500} = 0,01 \quad (\text{Motorschleupf})$$

ergibt sich:

$$T_{mech} = \frac{94,9 \cdot 2\pi \cdot 1485 \cdot 0,01}{1030 \cdot 60} = 0,143 \text{ s}$$

Für die weitere Berechnung wird der ungünstigste Fall des Stoßes bei kleinster Arbeitsdrehzahl, das heißt bei Grunddrehzahl, betrachtet. Die Zeit für den Stoß bei $n_G = 873 \text{ min}^{-1}$ unter Vernachlässigung des Drehzahleinbruches erhält man zu:

$$t_{St} \approx \frac{\alpha}{\omega_{Last}} = \frac{\alpha \cdot i_{ges} \cdot 60}{2\pi \cdot n_G} = \frac{18,8 \cdot \frac{\pi}{180} \cdot 102,83 \cdot 60}{2\pi \cdot 873} = 0,369 \text{ s}$$

Da für die mechanische Zeitkonstante nicht gilt: $T_{mech} \gg t_{St}$, geht der Motor sehr schnell in die Momentenbegrenzung. Die Drehzahl des Motors wird dann hauptsächlich von der Last bestimmt. Zur Vereinfachung der Berechnung wird angenommen, daß die Momentenbegrenzung gleich zu Beginn des Stoßes auftritt. Dann ist:

$$i_{ges} \cdot M_{Motor \max} - F_{Last \max} \cdot r \cdot \sin \alpha = J_{Last} \cdot \frac{d\omega_{Last}}{dt}$$

$$\omega_{Last} = -\frac{d\alpha}{dt}$$

Mit

$$J_{Last} = J^* \cdot i_{ges}^2$$

$$M_{Motor\ max} = \text{Wert der Momentenbegrenzung}$$

Dieses Differentialgleichungssystem lässt sich z. B. mit dem Runge Kutta-Verfahren lösen. Für kleine Winkel α erhält man mit $\sin \alpha \approx \alpha$ eine Differentialgleichung die sich analytisch lösen lässt:

$$\frac{d^2 \alpha}{dt^2} - \frac{F_{Last\ max} \cdot r}{J_{Last}} \cdot \alpha = - \frac{i_{ges} \cdot M_{Motor\ max}}{J_{Last}}$$

Lösung:

$$\alpha = C_1 \cdot e^{p_1 \cdot t} + C_2 \cdot e^{p_2 \cdot t} + \frac{i_{ges} \cdot M_{Motor\ max}}{F_{Last\ max} \cdot r}$$

$$\omega_{Last} = -\frac{d\alpha}{dt} = -C_1 \cdot p_1 \cdot e^{p_1 \cdot t} - C_2 \cdot p_2 \cdot e^{p_2 \cdot t}$$

$$n_{Motor} = i_{ges} \cdot \omega_{Last} \cdot \frac{60}{2\pi}$$

mit

$$p_{1,2} = \pm \sqrt{\frac{F_{Last\ max} \cdot r}{J_{Last}}}$$

$$C_1 = \frac{1}{2} \cdot \left(\alpha_{St} - \frac{i_{ges} \cdot M_{Motor\ max}}{F_{Last\ max} \cdot r} - \frac{2\pi \cdot n_{Motor\ 1}}{p_1 \cdot 60 \cdot i_{ges}} \right)$$

$$C_2 = \frac{1}{2} \cdot \left(\alpha_{St} - \frac{i_{ges} \cdot M_{Motor\ max}}{F_{Last\ max} \cdot r} + \frac{2\pi \cdot n_{Motor\ 1}}{p_1 \cdot 60 \cdot i_{ges}} \right)$$

Mit den gegebenen Daten und der Vorgabe $M_{Motor\ max} = 1,5 \cdot M_n$ lässt sich damit der Verlauf von ω_{Last} bzw. n_{Motor} während des Stoßes berechnen. Mit $n_{Motor\ 1} = n_G$ (Motordrehzahl vor dem Stoß) erhält man durch Iteration für $\alpha=0$ die Werte:

$$n_{Motor\ 2} = 613 \text{ min}^{-1} \quad (\text{Motordrehzahl nach dem Stoß})$$

$$t_{St} = 0,47 \text{ s} \quad (\text{Zeit für den Stoß})$$

Gegen Ende des Stoßes, wenn das Motormoment gegenüber dem Lastmoment überwiegt, wird das Schwungrad mit $M_{Motor} = M_{Motor \max}$ wieder beschleunigt. Dafür gilt:

$$i_{ges} \cdot M_{Motor \max} = J_{Last} \cdot \frac{d\omega_{Last}}{dt}$$

Für die Motordrehzahl ergibt sich damit:

$$n_{Motor} = n_{Motor 2} + \frac{i_{ges}^2 \cdot M_{Motor \max} \cdot 60}{J_{Last} \cdot 2\pi} \cdot (t - t_{St})$$

bzw. für die Beschleunigungszeit von $n_{Motor 2}$ auf $n_{Motor 1}$:

$$\begin{aligned} t_b &= \frac{J^* \cdot 2\pi}{M_{Motor \max} \cdot 60} \cdot (n_{Motor 1} - n_{Motor 2}) \\ &= \frac{94,9 \cdot 2\pi}{1,5 \cdot 1030 \cdot 60} \cdot (873 - 613) = 1,67 \text{ s} \end{aligned}$$

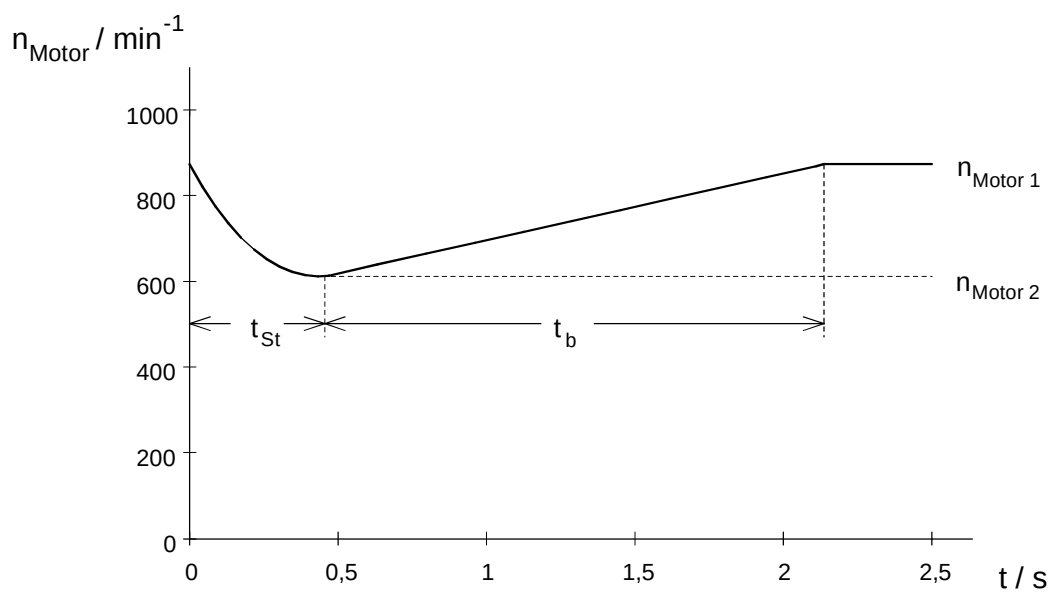
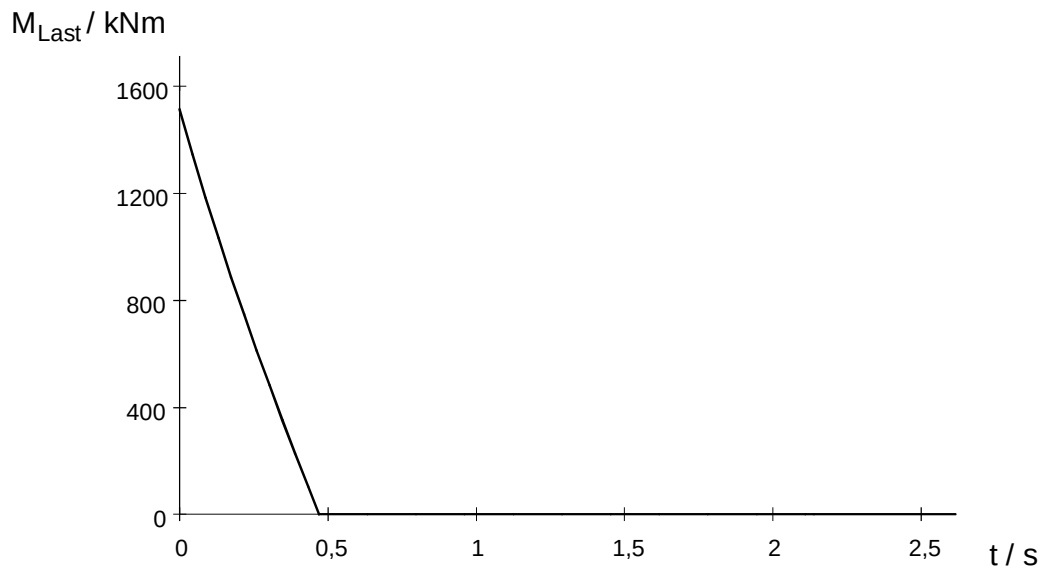
Die Zeit vom Beginn des Stoßes bis zum Wiedererreichen der ursprünglichen Drehzahl beträgt daher:

$$t_{St} + t_b = 0,47 + 1,67 = 2,14 \text{ s}$$

Die maximal zur Verfügung stehende Zeit beträgt bei n_G mit 8 Hübten/min:

$$t_{\max} = \frac{1}{z_G} = \frac{\min}{8} = \frac{60 \text{ s}}{8} = 7,5 \text{ s}$$

In den folgenden Diagrammen ist das Lastmoment und die Motordrehzahl bei kleinster Arbeitsdrehzahl $n_{Motor 1} = n_G = 873 \text{ min}^{-1}$ dargestellt.



Lastmoment und Motordrehzahl bei $n_{\text{Motor 1}} = n_G = 873 \text{ min}^{-1}$

Vereinfachte Berechnung

Über den Energiesatz lässt sich vereinfacht die Größe des Drehzahleinbruchs sowie die Zeit für den Stoß berechnen. Für die vom Schwungrad gelieferte Energie gilt:

$$\Delta W = \frac{1}{2} \cdot J^* \cdot \left(\frac{2\pi}{60}\right)^2 \cdot (n_{Motor\ 1}^2 - n_{Motor\ 2}^2) = W_{\max} - W_{Motor}$$

W_{Motor} ist die vom Motor während des Stoßes gelieferte Energie:

$$W_{Motor} = \int_0^{\alpha_{St}} M_{Motor} \cdot i_{ges} \cdot d\alpha = M_{Motor\ max} \cdot i_{ges} \cdot \alpha_{St}$$

Damit erhält man die Motordrehzahl nach dem Stoß zu:

$$n_{Motor\ 2} = \sqrt{n_{Motor\ 1}^2 - \frac{W_{\max} - M_{Motor\ max} \cdot i_{ges} \cdot \alpha_{St}}{\frac{1}{2} \cdot J^* \cdot \left(\frac{2\pi}{60}\right)^2}}$$

Für die Stoßzeit gilt näherungsweise:

$$t_{St} \approx \frac{i_{ges} \cdot \alpha_{St}}{\omega_{Motor}}$$

mit dem Mittelwert für die Motordrehzahl:

$$\omega_{Motor} = \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{n_{Motor\ 1} + n_{Motor\ 2}}{2}$$

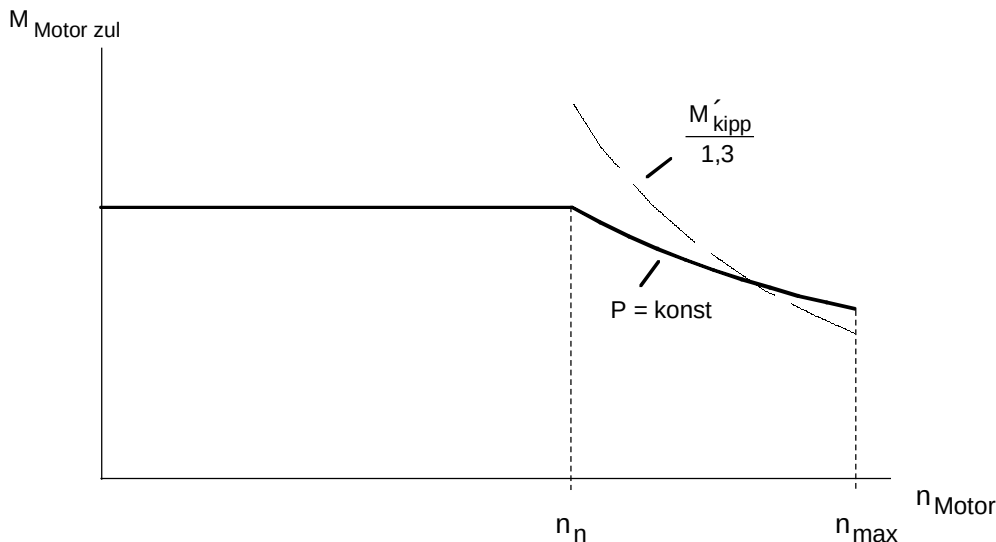
Mit diesen Formeln wird nun noch einmal zur Kontrolle der Drehzahleinbruch und die Zeit für den Stoß bei $n_{Motor\ 1} = 873\ \text{min}^{-1}$ berechnet.

$$n_{Motor\ 2} = \sqrt{873^2 - \frac{250 \cdot 10^3 - 1,5 \cdot 1030 \cdot 102,83 \cdot 18,8 \cdot \frac{\pi}{180}}{\frac{1}{2} \cdot 94,9 \cdot \left(\frac{2\pi}{60}\right)^2}} = 618\ \text{min}^{-1}$$

$$t_{St} \approx \frac{102,83 \cdot 18,8 \cdot \frac{\pi}{180}}{\frac{2\pi}{60} \cdot \frac{873 + 618}{2}} = 0,43\ \text{s}$$

Verhältnisse im Feldschwächbereich

Im Feldschwächbereich soll mit konstanter Leistung gefahren werden. Zusätzlich soll ein 1,3facher Sicherheitsabstand von der Kippmomentgrenze eingehalten werden. Damit ergeben sich die folgenden Kurven für das zulässige Motormoment.



Setzt man das Moment im Konstantflußbereich mit $1,5 M_n$ an, so erhält man für n_{max} das zulässige Moment bei konstanter Leistung zu:

$$M_{\text{zul}(n_{\text{max}})} = \frac{n_n}{n_{\text{max}}} \cdot 1,5 \cdot M_n = \frac{1485}{2400} \cdot 1,5 \cdot 1030 = 966 \text{ Nm}$$

Andererseits ergibt sich mit $M_{\text{Kipp}} = 2,7 M_n$ für n_{max} das zulässige Moment bei 1,3fachem Sicherheitsabstand zu:

$$M_{\text{zul}(n_{\text{max}})} = \frac{M'_{\text{Kipp}}}{1,3} = \left(\frac{n_n}{n_{\text{max}}}\right)^2 \cdot \frac{2,7 \cdot M_n}{1,3} = \left(\frac{1485}{2400}\right)^2 \cdot \frac{2,7 \cdot 1030}{1,3} = 819 \text{ Nm}$$

Die Grenze für $M_{\text{zul}(n_{\text{max}})}$ wird also durch das Kippmoment bestimmt.

Mit $M_{\text{zul}(n_{\text{max}})}$ läßt sich nun der Drehzahleinbruch und die Zeit für den Stoß bei $n_{\text{Motor}} = n_{\text{max}} = 2400 \text{ min}^{-1}$ berechnen.

$$n_{\text{Motor 2}} = \sqrt{2400^2 - \frac{250 \cdot 10^3 - 819 \cdot 102,83 \cdot 18,8 \cdot \frac{\pi}{180}}{\frac{1}{2} \cdot 94,9 \cdot \left(\frac{2\pi}{60}\right)^2}} = 2309 \text{ min}^{-1}$$

$$t_{St} \approx \frac{102,83 \cdot 18,8 \cdot \frac{\pi}{180}}{\frac{2\pi}{60} \cdot \frac{2400 + 2309}{2}} = 0,137 \text{ s}$$

Für die Beschleunigungszeit von $n_{\text{Motor 2}}$ auf $n_{\text{Motor 1}}$ gilt:

$$t_b = \frac{J^* \cdot 2\pi}{M_{\text{Motor zul } (n_{\text{max}})} \cdot 60} \cdot (n_{\text{Motor 1}} - n_{\text{Motor 2}}) = \frac{94,9 \cdot 2\pi}{819 \cdot 60} \cdot (2400 - 2309) = 1,1 \text{ s}$$

Die Bedingung

$$t_{St} + t_b < t_{\text{max}} = \frac{1}{z_{\text{max}}}$$

$$1,24 \text{ s} < \frac{60 \text{ s}}{22} = 2,73 \text{ s}$$

ist auch erfüllt.

Berechnung der Hochlauf- und Bremszeit

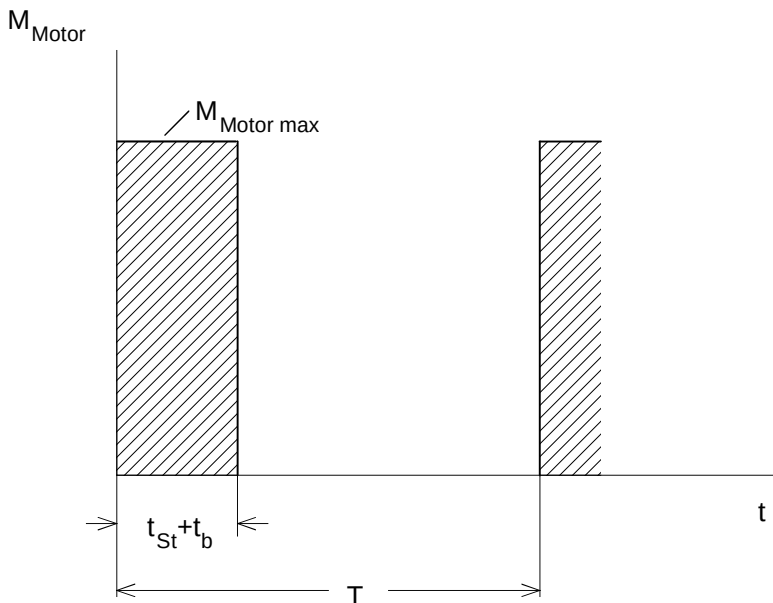
Wird mit dem bei $n_{\text{Motor}}=n_{\text{max}}$ im Feldschwäcbereich zulässigen Moment von 0 auf n_{max} beschleunigt bzw. von n_{max} auf 0 gebremst, ergibt sich die Hochlauf- und Bremszeit zu:

$$t_h = t_{br} = \frac{J^* \cdot 2\pi \cdot n_{\text{max}}}{60 \cdot M_{\text{Motor zul } (n_{\text{max}})}} = \frac{94,9 \cdot 2\pi \cdot 2400}{60 \cdot 819} = 29,12 \text{ s}$$

Diese Zeit liegt noch unter den jeweils geforderten 60 s.

Thermische Überprüfung des Motors

Momentenverlauf



Aus dem Momentenverlauf ergibt sich das effektive Moment zu:

$$M_{eff} = M_{Motor\ max} \cdot \sqrt{\frac{t_{St} + t_b}{T}}$$

Mit

$$T = \frac{1}{z}$$

Der Faktor k_f ist hier 1, da es sich um durchlaufenden Betrieb handelt. Der ungünstigste Fall ergibt sich bei der niedrigsten Arbeitsdrehzahl n_G , da hier der Drehzahleinbruch und damit auch das Verhältnis $t_{St} + t_b / T$ am größten ist (bei n_{max} ist wegen $M_{Motor\ max} < M_n$ das effektive Moment auf jeden Fall kleiner als M_n).

Bei $n_{Motor} = n_G$ erhält man für M_{eff} den Wert:

$$M_{eff} = 1,5 \cdot M_n \cdot \sqrt{\frac{t_{St} + t_b}{\frac{1}{z_G}}} = 1,5 \cdot 1030 \cdot \sqrt{\frac{2,14}{7,5}} = 825\ Nm$$

Das berechnete effektive Moment ist kleiner als das zulässige Motormoment im Stellbereich 1:2. Der Betrieb ist also thermisch zulässig.

Auswahl des Umrichters

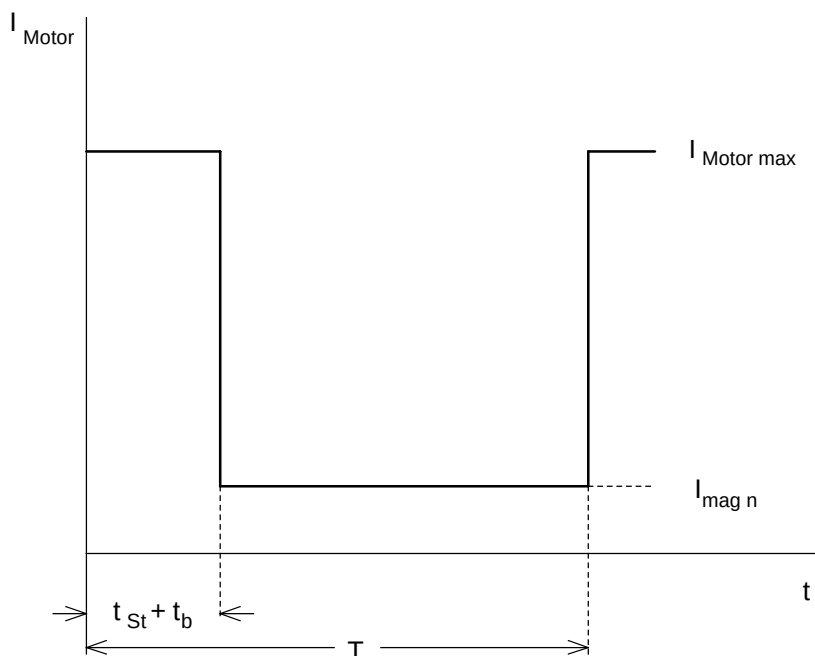
Bei 1,5fachem Motormoment ergibt sich der maximale Motorstrom zu:

$$I_{Motor\ max} \approx \sqrt{1,5^2 \cdot (I_{Motor\ n}^2 - I_{\mu\ n}^2) + I_{\mu\ n}^2}$$

Mit $I_{\mu\ n} = 0,27 \cdot I_{Motor\ n}$ erhält man:

$$I_{Motor\ max} \approx \sqrt{1,5^2 \cdot (275^2 - 0,27^2 \cdot 275^2) + 0,27^2 \cdot 275^2} = 404\ A$$

Damit läßt sich der Effektivwert des Motorstromes für den ungünstigsten Fall bei $n_{Motor} = n_G$ berechnen.



Mit obigem Bild erhält man für $I_{Motor\ eff}$:

$$\begin{aligned} I_{Motor\ eff} &= \sqrt{\frac{I_{Motor\ max}^2 \cdot (t_{St} + t_b) + I_{\mu\ n}^2 \cdot (T - (t_{St} + t_b))}{T}} \\ &= \sqrt{\frac{404^2 \cdot 2,14 + 0,27^2 \cdot 275^2 \cdot (7,5 - 2,14)}{7,5}} = 225\ A \end{aligned}$$

Gewählter Umrichter:

6SE7033-2EG60

$P_{U n}=160 \text{ kW}$; $I_{U n}=315 \text{ A}$; $I_{U \max}=430 \text{ A}$

Regelungsart f-Regelung

Der Nennstrom dieses Umrichters ist größer als der Effektivwert des Motorstromes. Auch der Maximalwert des Motorstromes überschreitet nicht den Maximalstrom des Umrichters.

Auslegung des Bremswiderstandes

Wird mit dem bei $n_{\max}$ im Feldschwäcbereich zulässigen Moment auch gebremst, ergibt sich die maximale Bremsleistung für den Bremswiderstand zu:

$$P_{br W \max} = \frac{M_{Motor \text{ zul } (n_{\max})} \cdot n_{\max}}{9550} \cdot \eta_{Motor} = \frac{819 \cdot 2400}{9550} \cdot 0,958 = 197,2 \text{ kW}$$

Die Bremsenergie für einen Abbremsvorgang von $n_{\max}$ auf 0 bei $t_{br}=t_h$ ist:

$$W_{br} = \frac{1}{2} \cdot P_{br W \max} \cdot t_{br} = \frac{1}{2} \cdot 197,2 \cdot 29,12 = 2871 \text{ kWs}$$

Für den Bremswiderstand muß gelten:

$$\frac{W_{br}}{T} = \frac{2871}{90} = 31,9 \text{ kW} \leq P_{br \text{ Dauer}}$$

Mit

$$P_{br \text{ Dauer}} = \frac{P_{20}}{4,5} \quad (\text{bei externem Bremswiderstand})$$

erhält man

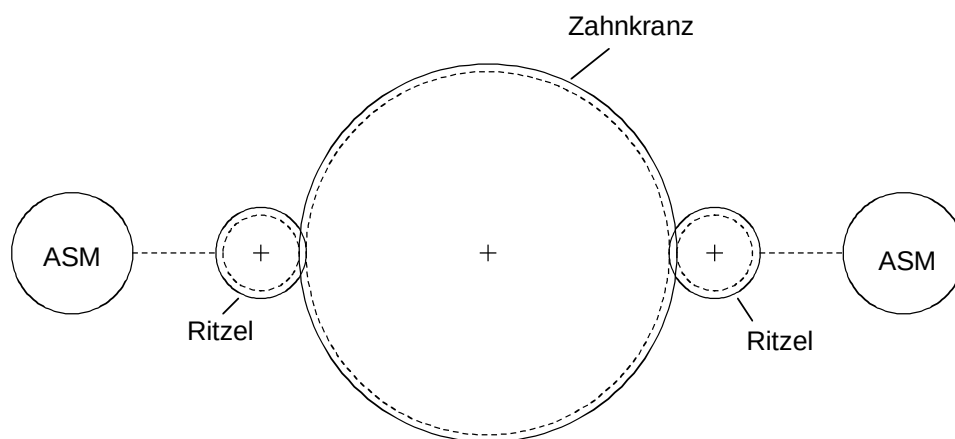
$$31,9 \cdot 4,5 = 143,6 \text{ kW} \leq P_{20}$$

Gewählt wird daher eine Bremsseinheit mit $P_{20} = 170 \text{ kW}$ (6SE7032-7EB87-2DA0) mit externem Bremswiderstand (6SE7032-7ES87-2DC0).

3.5 Lastaufteilung bei mechanisch gekoppelten Antrieben

3.5.1 Allgemeines

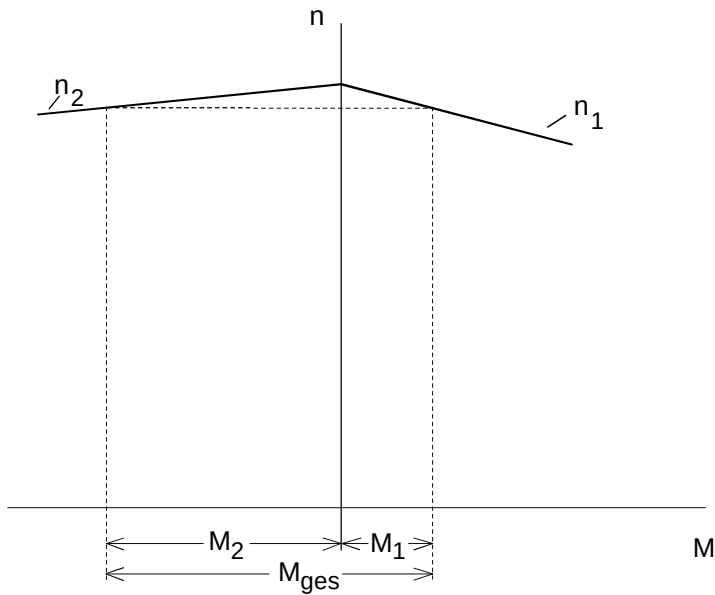
Bei mechanisch gekoppelten Antrieben, wie z. B. Fahrtriebe mit mehreren angetriebenen Achsen oder Rollgangantriebe mit Kopplung über das Material, ist eine gleichmäßige Lastaufteilung auf die einzelnen Antriebsmotoren wichtig. Je nach Anwendungsfall kann dies durch einen Gruppenantrieb mit einem Umrichter oder durch Einzelantriebe mit je einem eigenem Umrichter realisiert werden.



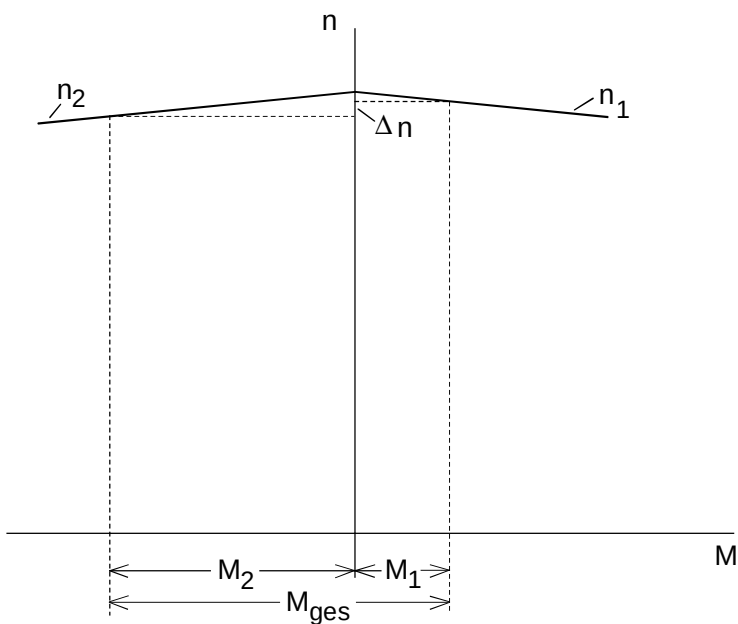
Beispiel für mechanisch gekoppelte Antriebe

Ausführung als Gruppenantrieb

Die einfachste Möglichkeit zur Erzielung einer gleichmäßigen Lastaufteilung bei mechanisch gekoppelten Antrieben mit Motoren gleicher Leistung besteht in der Realisierung als Gruppenantrieb. Dabei werden alle Motoren an einen Umrichter angeschlossen und so mit der gleichen Ständerfrequenz versorgt. Durch die mechanische Kopplung haben die Motoren bei symmetrischen Verhältnissen (gleiche Getriebeübersetzung, gleicher Rollendurchmesser usw.) jeweils die gleiche Drehzahl. Unterschiede in der Lastaufteilung können sich daher nur durch unterschiedliche Schlupfkennlinien einzelner Motoren ergeben. Nach DIN VDE 0530 sind Abweichungen bis zu 20% möglich. Hier kann durch speziell ausgesuchte Motoren Abhilfe geschaffen werden. Probleme können sich auch bei Fahrwerken mit leicht unterschiedlichen Laufraddurchmessern ergeben. Die dadurch sich einstellenden Drehzahlunterschiede wirken sich um so mehr auf die Lastaufteilung aus, je kleiner der Motornennschlupf ist.



Beispiel für die Lastaufteilung bei 2 mechanisch gekoppelten Motoren mit unterschiedlichen Schlupfkennlinien (der Motor mit der flacheren Kennlinie übernimmt den größeren Lastanteil)



Beispiel für die Lastaufteilung bei 2 mechanisch gekoppelten Motoren mit unterschiedlichen Drehzahlen, z. B. wegen unterschiedlicher Raddurchmesser (der Motor mit der niedrigeren Drehzahl übernimmt den größeren Lastanteil).

Gruppenantriebe lassen sich zur gleichmäßigen Lastaufteilung nicht einsetzen bei unterschiedlichen Motorleistungen, wenn technologische Anforderungen dagegenstehen (z. B. Redundanz) oder wenn zu große Drehzahlunterschiede vorhanden sind.

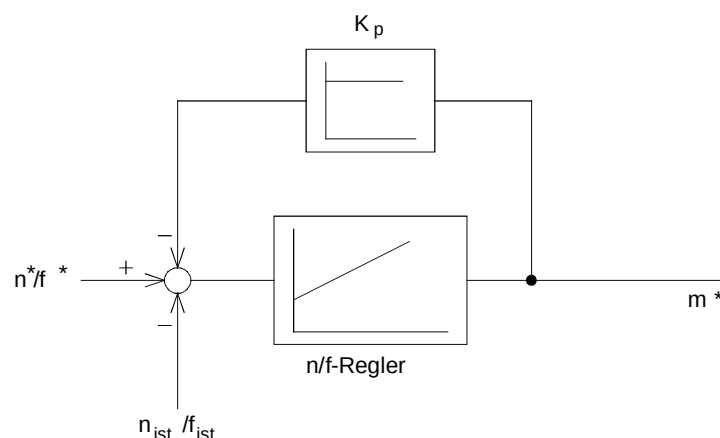
Ausführung mit Einzelantrieben

Bei Einzelantrieben mit Motoren gleicher Leistung läßt sich durch Vorgabe desselben Sollwertes an alle Umrichter ein ähnliches Verhalten wie bei einem Gruppenantrieb erzielen. Um möglichst gleiche Ständerfrequenzen zu erreichen, sollten die Sollwerte digital vorgegeben werden (z. B. über eine Peer-to-Peer-Verbindung der einzelnen Umrichter). Außerdem müssen bei allen Umrichtern dieselben Hoch- bzw. Rücklaufzeiten eingestellt sein. Bei Einsatz der u/f-Kennlinie oder der f-Regelung muß die Schlupfkompensation abgeschaltet werden. Andernfalls kann sich keine Lastaufteilung über den Motorschlupf einstellen. Aus dem gleichen Grund ist auch n-Regelung (ohne "Statik") nicht möglich.

Darüberhinaus gibt es die Möglichkeit, durch Aktivieren der sogenannten "Statik" die Lastaufteilung zu beeinflussen.

Statik

Voraussetzung für die Realisierung der Statik-Funktion ist die Verwendung von Umrichtern SIMOVERT VC. Die Statik kann bei f-Regelung oder bei n-Regelung eingesetzt werden. Bei f-Regelung ist sie nur im geregelten Bereich wirksam (ab ca. 5 Hz).



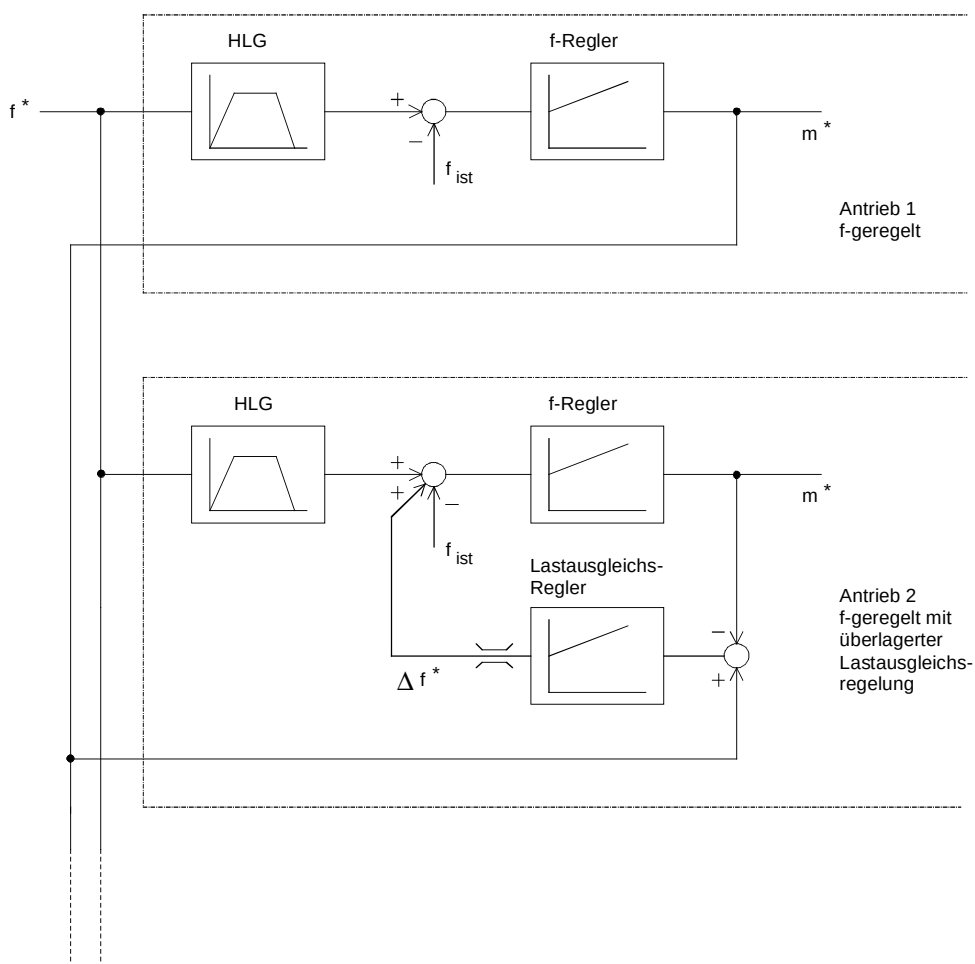
Prinzipbild der "Statik" bei SIMOVERT VC

Die Statik bewirkt durch negative Rückführung des Momentensollwertes auf den Drehzahl-/ Frequenz-Sollwert eine Vergrößerung des Schlupfes bei Belastung. Damit kann im stationären Zustand eine gleichmäßige Lastaufteilung durch Einstellung gleicher Schlupfkennlinien erzielt werden.

Flexiblere Möglichkeiten zur gleichmäßigen Lastaufteilung auch bei unterschiedlichen Drehzahlen bieten die Verfahren "Lastausgleichsregelung" und "Leit-/Folge-Antrieb".

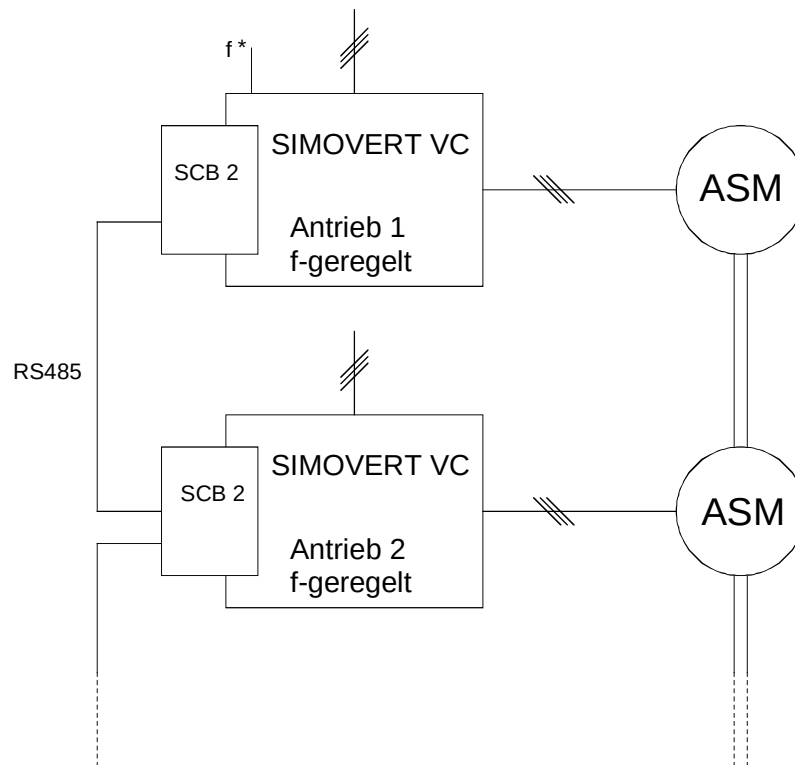
Lastausgleichsregelung

Voraussetzung für die Realisierung einer Lastausgleichsregelung ist der Einsatz von Umrichtern SIMOVERT VC. Als Regelungsart ist f-Regelung einzustellen. Alle Umrichter bekommen den gleichen Frequenzsollwert und es müssen dieselben Hoch- bzw. Rücklaufzeiten eingestellt sein. Eine gleichmäßige Lastaufteilung wird dadurch erreicht, daß der Momentensollwert des ersten Antriebes jeweils mit den Momentensollwerten aller anderen Antriebe verglichen und über den bei SIMOVERT VC standardmäßig vorhandenen PI-Regler ein Frequenz-Korrektursollwert für diese Antriebe gebildet wird. Dieser Korrektursollwert ist auf etwa 3 bis 4fache Nennschlupffrequenz des Motors zu begrenzen. Die Lastausgleichsregelung darf erst dann freigegeben werden, wenn die f-Regelung voll arbeitet (ab ca. 5 Hz). Der Bereich darunter wird gesteuert durchfahren.



Prinzipbild für eine Lastausgleichsregelung

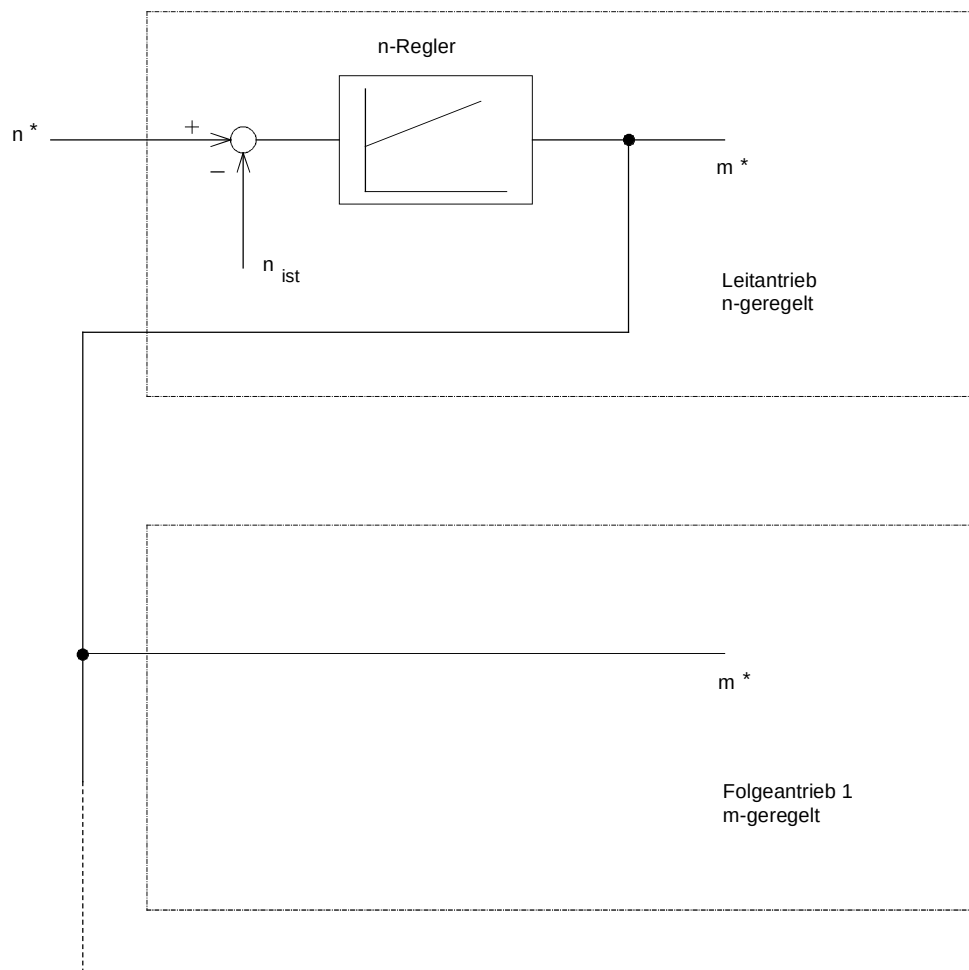
Die Übertragung des Frequenzsollwertes, des Momentensollwertes und der Steuerbefehle vom ersten Umrichter auf alle anderen kann z. B. über eine Peer-to-Peer-Kopplung erfolgen. Die Umrichter benötigen dazu eine SCB2-Baugruppe.



Beispiel für eine Lastausgleichsregelung mit Peer-to-Peer-Verbindung (RS485)

Leit-/Folge-Antrieb

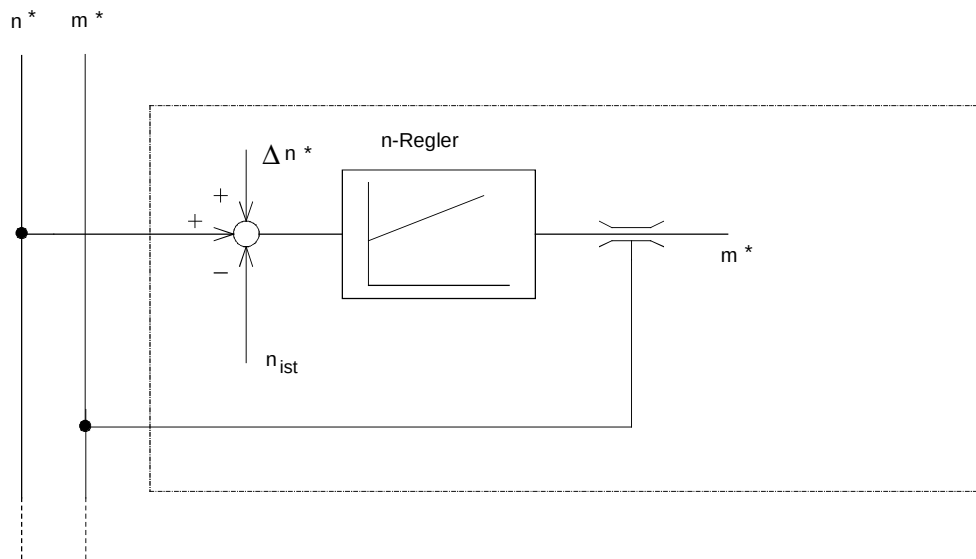
Voraussetzung für die Realisierung von Leit-/Folgeantrieben ist der Einsatz von Umrichtern SIMOVERT VC. Jeder Antrieb benötigt einen Drehzahlwertgeber (wegen der besseren Genauigkeit vorzugsweise Impulsgeber). Bei Leit-/Folge-Antrieben wird eine gleichmäßige Lastaufteilung im gesamten Drehzahlbereich dadurch erreicht, daß der Momentensollwert des drehzahl-geregelten Leitantriebes an die momentengeregelten Folgeantriebe weitergegeben wird.



Prinzipbild für einen Leit-/Folge-Antrieb

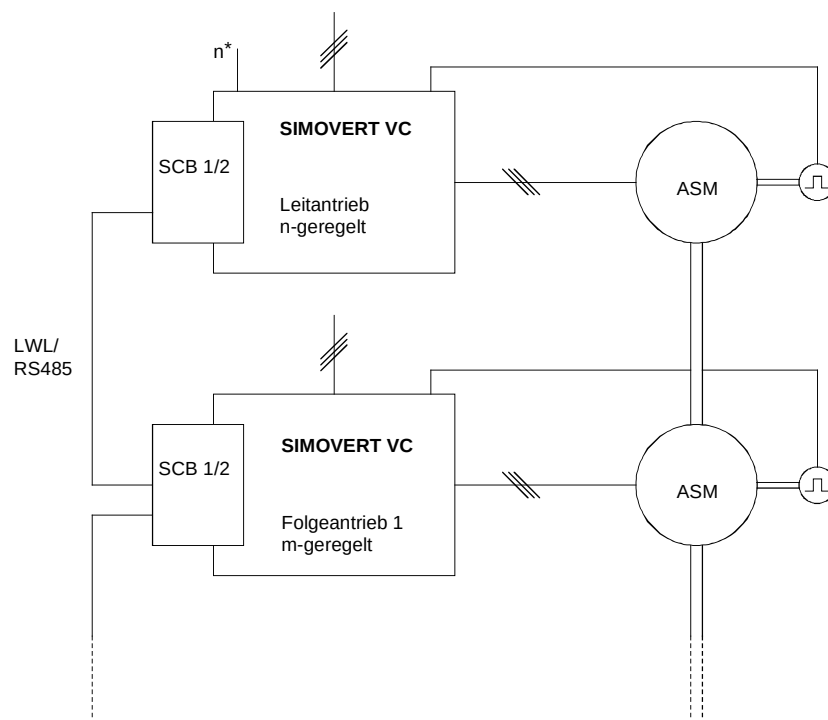
Um ein "Durchgehen" der Folgeantriebe bei Entlastung zu verhindern (z. B. bei Materialbruch), kann die Momentenregelung der Folgeantriebe auch über eine mit Δn^* übersteuerte Drehzahlregelung mit entsprechender Momentenbegrenzung realisiert werden. Dazu benötigt jeder Folgeantrieb zusätzlich zum Momentensollwert des Leitantriebes noch den Drehzahlsollwert des Leitantriebes.

vom Leitantrieb



Prinzipbild eines Folgeantriebes mit übersteuerter n-Regelung

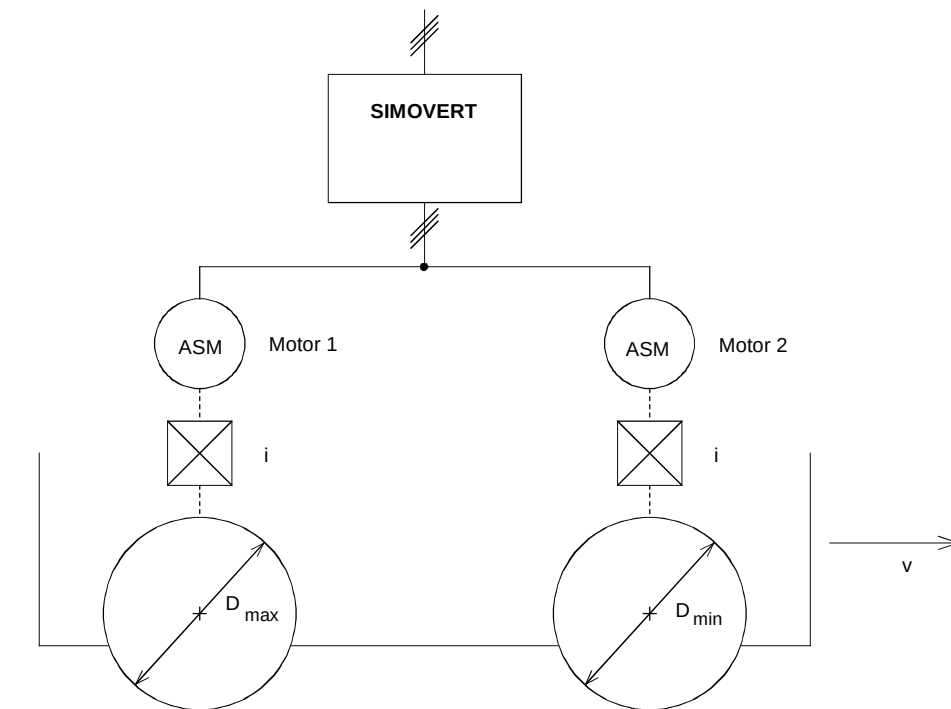
Die Übertragung des Momentensollwertes, des Drehzahlsollwertes und der Steuerbefehle an die Folgeantriebe kann z. B. über eine Peer-to-Peer-Verbindung erfolgen.



Beispiel für einen Leit-/Folge-Antrieb mit Peer-to-Peer-Verbindung (SCB1: Lichtwellenleiter, SCB2: RS485)

3.5.2 Gruppenantrieb für ein Fahrwerk

Die vier Räder eines Fahrwerkes werden von je einem Motor angetrieben. Dabei werden die beiden Motoren einer Fahrwerksseite jeweils von einem Umrichter gespeist. Aufgrund unterschiedlicher Radlasten ergibt sich auch eine unterschiedliche Abnutzung der Räder. Es soll die Lastaufteilung der Motoren einer Fahrwerksseite bei maximal unterschiedlichen Raddurchmessern und maximaler Fahrgeschwindigkeit ermittelt werden.



Prinzipbild für eine Fahrwerksseite

Daten des Antriebs

Nennleistung der Motoren (8polig)

$$P_n = 40 \text{ kW}$$

Nenndrehzahl der Motoren

$$n_n = 740 \text{ min}^{-1}$$

Max. Fahrgeschwindigkeit

$$v_{\max} = 49,73 \text{ m/min}$$

Raddurchmesser neu

$$D_{\max} = 1,2 \text{ m}$$

Raddurchmesser abgenutzt

$$D_{\min} = 1,19 \text{ m}$$

Getriebeübersetzung

$$i = 55,345$$

Mit $v = v_{\max} = 49,73/60 = 0,829 \text{ m/s}$ ergibt sich für die Motordrehzahlen:

$$n_1 = \frac{v_{\max} \cdot 60 \cdot i}{\pi \cdot D_{\max}} = \frac{0,829 \cdot 60 \cdot 55,345}{\pi \cdot 1,2} = 730 \text{ min}^{-1}$$

$$n_2 = \frac{v_{\max} \cdot 60 \cdot i}{\pi \cdot D_{\min}} = \frac{0,829 \cdot 60 \cdot 55,345}{\pi \cdot 1,19} = 736 \text{ min}^{-1}$$

Zur Berechnung der Motormomente wird folgender Ansatz gemacht:

$$n_1 = n_0 - n_{\text{Schlupf } n} \cdot \frac{M_1}{M_n}$$

$$n_2 = n_0 - n_{\text{Schlupf } n} \cdot \frac{M_2}{M_n}$$

$$M_1 + M_2 = M_{\text{Last}}$$

Mit

$$n_{\text{Schlupf } n} = n_0 - n_n = 750 - 740 = 10 \text{ min}^{-1}$$

Damit erhält man für die Motormomente:

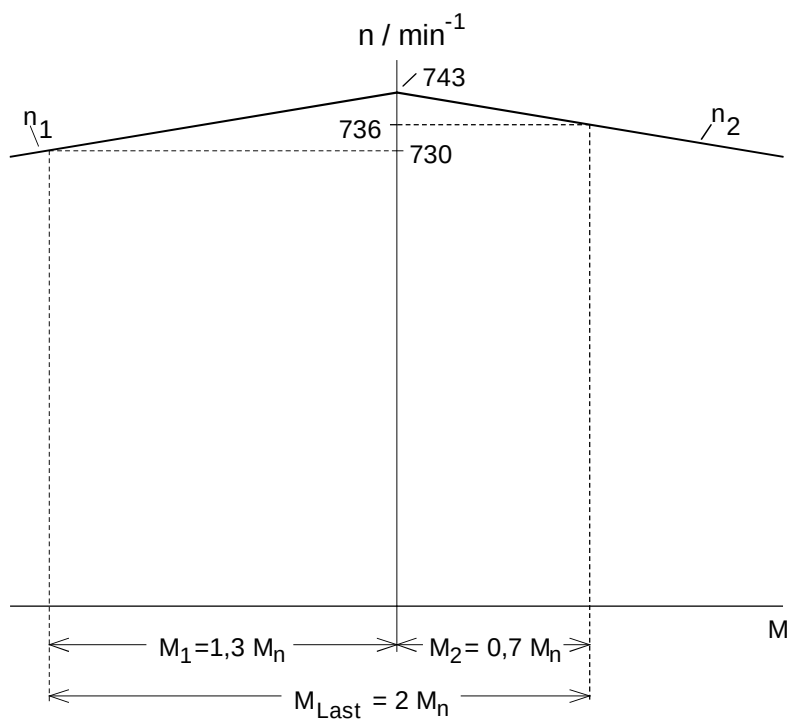
$$M_1 = \frac{M_{\text{Last}}}{2} + \frac{(n_2 - n_1) \cdot M_n}{2 \cdot n_{\text{Schlupf } n}}$$

$$M_2 = \frac{M_{\text{Last}}}{2} - \frac{(n_2 - n_1) \cdot M_n}{2 \cdot n_{\text{Schlupf } n}}$$

Mit dem Differenzdrehmoment:

$$\Delta M = \frac{(n_2 - n_1) \cdot M_n}{2 \cdot n_{\text{Schlupf } n}} = \frac{(736 - 730) \cdot M_n}{2 \cdot 10} = 0,3 \cdot M_n$$

Der Motor mit dem größeren Raddurchmesser wird also mit 30% Motornennmoment mehr und der Motor mit dem kleineren Raddurchmesser mit 30% Motornennmoment weniger belastet. Zu kleineren Geschwindigkeiten hin wird das Differenzdrehmoment geringer. Die unterschiedliche Belastung muß bei der Auslegung der Motoren und der Festlegung der Regelungsart berücksichtigt werden. Eine Vektorregelung läßt sich bei derart unterschiedlichen Momentenbelastungen nicht mehr optimal einstellen. Ist eine Vektorregelung notwendig, z. B. wegen Einsatzes einer Winkelgleichlaufregelung für die beiden Fahrwerksseiten, so käme eine Ausführung mit 4 Einzelantrieben infrage. Die beiden Einzelantriebe einer Fahrwerksseite werden dann als Leit-/Folge-Antriebe ausgeführt und die Leitantriebe über die Winkelgleichlaufregelung gekoppelt.



Beispiel mit $M_{\text{Last}} = 2 M_n$

Für das obige Beispiel mit $M_{\text{Last}} = 2 M_n$ ergibt sich n_0 zu:

$$n_0 = n_1 + n_{\text{Schlupf } n} \cdot \left(\frac{M_{\text{Last}}}{2 \cdot M_n} + \frac{\Delta M}{M_n} \right) = 730 + 10 \cdot (1 + 0,3) = 743 \text{ min}^{-1}$$

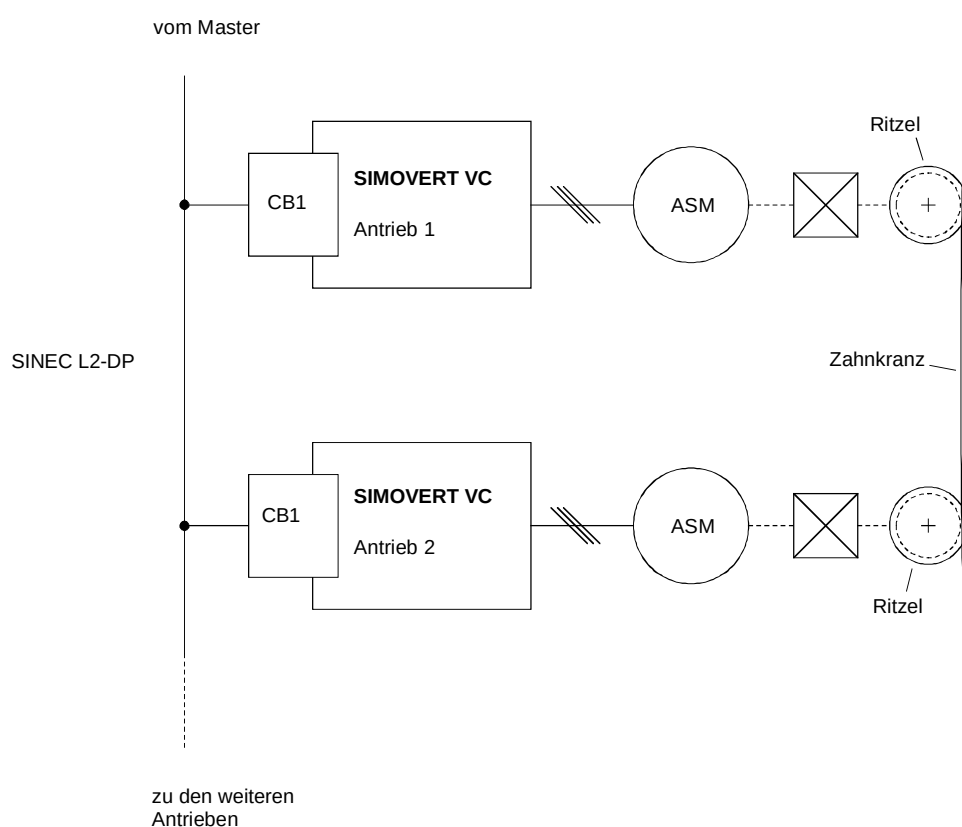
3.5.3 Antrieb für einen Extraktionsturm mit 10 mechanisch gekoppelten Motoren

Ein Extraktionsturm soll über einen Zahnkranz, Ritzel und Getriebe mit 10 Motoren je 37 kW/ 6polig, $n_n = 980 \text{ min}^{-1}$, angetrieben werden. Aus Redundanzgründen wird jeder Motor mit einem eigenem Umrichter versehen.

Zur Schonung der Zahnflanken darf von den Motoren nur in einer Richtung Moment aufgebracht werden (motorisch). Bremsbetrieb ist nicht erforderlich. Wegen des symmetrischen Aufbaus kann generatorischer Betrieb einzelner Motoren praktisch nur im Leerlauf ohne Material auftreten, da sich hier auch kleinste Unterschiede in der Ständerfrequenz auswirken. Die Nennschlupffrequenz der Motoren ergibt sich zu:

$$f_{\text{Schlupf } n} = \frac{1000 - 980}{1000} \cdot 50 \text{ Hz} = 1 \text{ Hz}$$

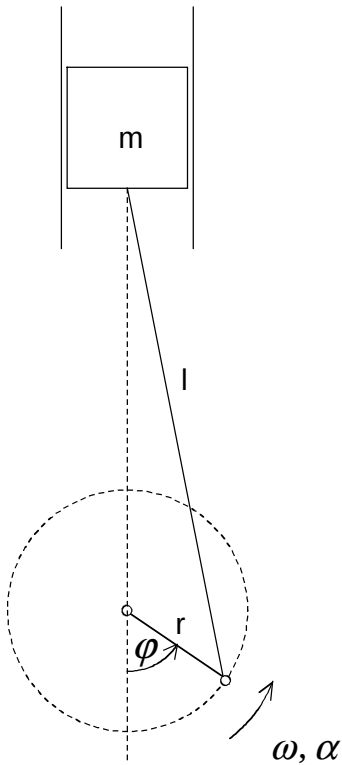
Damit bleibt bei einer auf 0,01 Hz genauen Ständerfrequenzvorgabe der Momentenfehler unter 1%. Dies kann mit einer digitalen Sollwertvorgabe erreicht werden. Wegen der geforderten Redundanz kommt eine Peer-to-Peer-Verbindung nicht infrage. Es kann entweder eine SINEC L2-DP-Busverbindung über die Baugruppe CB1 oder eine USS-Busverbindung über die Baugruppe SCB2 eingesetzt werden. Als Regelungsart ist u/f-Kennlinie ohne Schlupfkompensation einzustellen. Die Hoch- bzw- Rücklaufzeiten müssen bei allen Umrichtern gleich sein.



Realisierung über eine SINEC L2-DP-Busverbindung

3.6 Schubkurbelantrieb

Eine Masse m soll über einen Schubkurbelantrieb ausgehend vom unteren Totpunkt ($\varphi = 0$) innerhalb von 0,25 s um $2r$ auf den oberen Totpunkt ($\varphi = \pi$) angehoben werden. Nach einer Pausenzeit von 0,25 s erfolgt der Rückhub. Die Zykluszeit für die Hubbewegung beträgt 5 s.

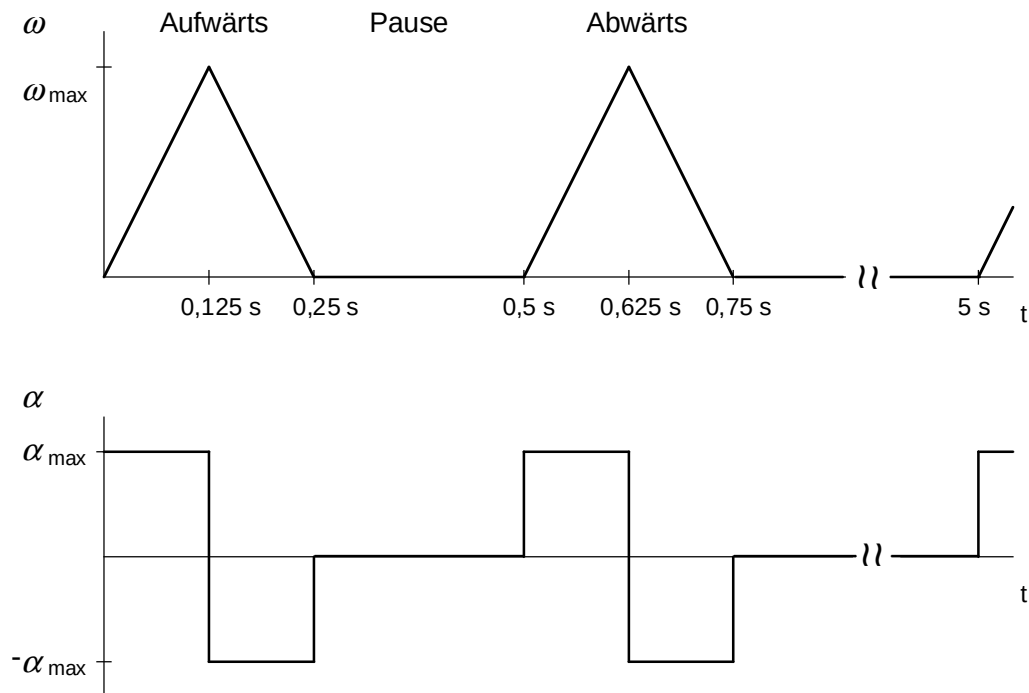


Daten des Antriebs

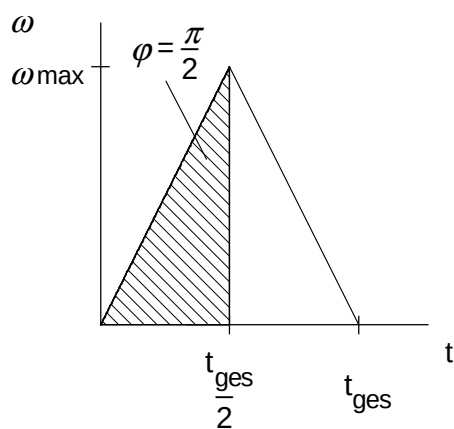
Zu bewegende Masse	m	= 300 kg
Kurbelradius	r	= 0,06 m
Stangenlänge	l	= 0,3 m
Positionierzeit	t_{ges}	= 0,25 s
Zykluszeit	T	= 5 s

Winkelgeschwindigkeit ω und Winkelbeschleunigung α

Die Positionierung soll zeitoptimal erfolgen, d.h. es wird ein Dreiecksanlauf mit $t_b = t_v = 0,125$ s angesetzt.



Die maximale Winkelgeschwindigkeit während der Aufwärtsbewegung tritt bei $t = t_{\text{ges}}/2 = 0,125$ s bzw. bei einem Drehwinkel von $\varphi = \pi/2$ auf.



Über die Beziehung

$$\varphi = \frac{\omega_{\max} \cdot \frac{t_{ges}}{2}}{2} = \frac{\pi}{2}$$

ergibt sich die maximale Winkelgeschwindigkeit zu:

$$\omega_{\max} = \frac{2 \cdot \pi}{t_{ges}} = \frac{2 \cdot \pi}{0,25} = 25,13 \text{ s}^{-1}$$

Mit

$$\omega_{\max} = \alpha_{\max} \cdot \frac{t_{ges}}{2}$$

erhält man für die maximale Winkelbeschleunigung:

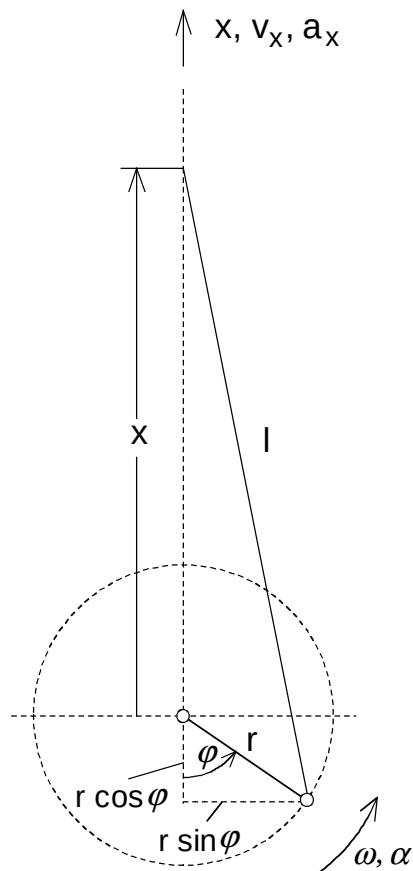
$$\alpha_{\max} = \frac{\omega_{\max}}{\frac{t_{ges}}{2}} = \frac{25,13}{0,125} = 201,06 \text{ s}^{-2}$$

Die maximale Drehzahl bei $\omega = \omega_{\max}$ ergibt sich zu:

$$n_{\max} = \frac{\omega_{\max} \cdot 60}{2 \cdot \pi} = \frac{25,13 \cdot 60}{2 \cdot \pi} = 240 \text{ min}^{-1}$$

Wegen der kurzen Beschleunigungs- und Verzögerungszeiten ist eine exakte Positionierung nur mit einem Servoantrieb möglich.

Umrechnung der Kreisbewegung in die lineare Bewegung



$$x_{\min} = l - r \quad (\text{unterer Totpunkt})$$

$$x_{\max} = l + r \quad (\text{oberer Totpunkt})$$

Aus dem Bild erhält man für x :

$$x = \sqrt{l^2 - r^2 \cdot \sin^2 \varphi} - r \cdot \cos \varphi$$

$$\approx l - \frac{r^2}{2 \cdot l} \cdot \sin^2 \varphi - r \cdot \cos \varphi \quad (\text{Näherung})$$

Damit ergibt sich für die Geschwindigkeit v_x und die Beschleunigung a_x :

$$v_x = \frac{dx}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} \approx \omega \cdot r \cdot \left(\sin \varphi - \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \sin 2\varphi \right)$$

$$a_x = \frac{dv_x}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} \approx r \cdot (\omega^2 \cdot \cos \varphi + \alpha \cdot \sin \varphi) - \frac{r^2}{l} \cdot (\omega^2 \cdot \cos 2\varphi + \frac{\alpha}{2} \cdot \sin 2\varphi)$$

Zur Auswertung dieser Gleichungen für v_x und a_x muß noch die Winkelgeschwindigkeit ω , die Winkelbeschleunigung α und der Winkel φ als Funktion der Zeit t bestimmt werden. Dazu wird die Bewegung in vier Bereiche aufgeteilt.

Bereich 1 $(0 \leq t \leq 0,125 \text{ s} \text{ bzw. } 0 \leq \varphi \leq \frac{\pi}{2})$ Aufwärts, Beschleunigen

$$\alpha_1 = \alpha_{\max}$$

$$\omega_1 = \alpha_{\max} \cdot t$$

$$\varphi_1 = \frac{1}{2} \cdot \alpha_{\max} \cdot t^2$$

Bereich 2 $(0,125 \text{ s} \leq t \leq 0,25 \text{ s} \text{ bzw. } \frac{\pi}{2} \leq \varphi \leq \pi)$ Aufwärts, Verzögern

$$\alpha_2 = -\alpha_{\max}$$

$$\omega_2 = \alpha_{\max} \cdot (0,25 \text{ s} - t)$$

$$\varphi_2 = \pi - \frac{1}{2} \cdot \alpha_{\max} \cdot (0,25 \text{ s} - t)^2$$

Bereich 3 $(0,5 \text{ s} \leq \varphi \leq 0,625 \text{ s} \text{ bzw. } \pi \leq \varphi \leq 3\frac{\pi}{2})$ Abwärts, Beschleunigen

$$\alpha_3 = \alpha_{\max}$$

$$\omega_3 = \alpha_{\max} \cdot (t - 0,5 \text{ s})$$

$$\varphi_3 = \pi + \frac{1}{2} \cdot \alpha_{\max} \cdot (t - 0,5 \text{ s})^2$$

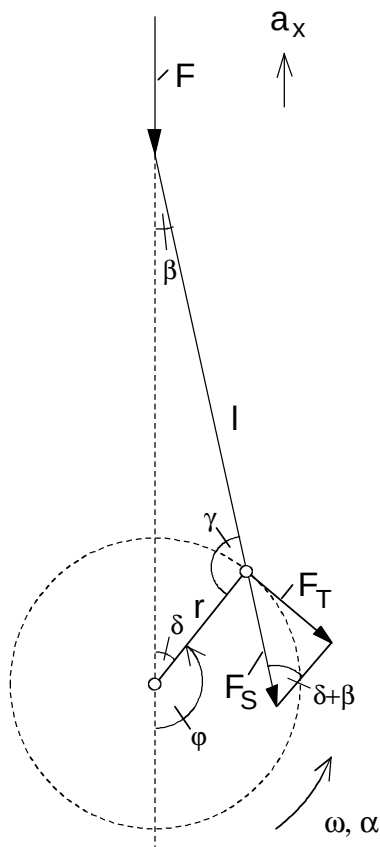
Bereich 4 $(0,625 \text{ s} \leq \varphi \leq 0,75 \text{ s} \text{ bzw. } \frac{3}{2}\pi \leq \varphi \leq 2\pi)$ Abwärts, Verzögern

$$\alpha_4 = -\alpha_{\max}$$

$$\omega_4 = \alpha_{\max} \cdot (0,75 \text{ s} - t)$$

$$\varphi_4 = 2\pi - \frac{1}{2} \cdot \alpha_{\max} \cdot (0,75 \text{ s} - t)^2$$

Ermittlung des Lastmomentes



$$\delta = \pi - \varphi$$

$$\delta + \beta + \gamma = \pi$$

$$r \cdot \sin \delta = r \cdot \sin \varphi = l \cdot \sin \beta$$

Mit der translatorischen Beschleunigung a_x ergibt sich für die auf die Masse m wirkende Kraft:

$$F = m \cdot g + m \cdot a_x$$

translatorische Kraft

Über die aus obigem Bild abzuleitenden Winkelbeziehungen erhält man die Stangenkraft, die Tangentialkraft und das Lastmoment zu:

$$F_S = \frac{F}{\cos \beta}$$

Stangenkraft

$$F_T = F_S \cdot \sin(\delta + \beta) = F_S \cdot \sin(\pi - \varphi + \beta)$$

Tangentialkraft

$$M_{Last} = F_T \cdot r = m \cdot (g + a_x) \cdot \frac{\sin(\pi - \varphi + \beta)}{\cos \beta} \cdot r$$

Lastmoment

Mit

$$\beta = \arcsin\left(\frac{r}{l} \cdot \sin \varphi\right)$$

Aufgrund der nicht konstanten Winkelgeschwindigkeit und der komplizierten Winkelbeziehungen ist die Berechnung des Lastmomentes relativ umständlich. Zur Auswertung der Gleichungen empfiehlt sich deshalb der Einsatz eines Tabellenkalkulationsprogrammes (z. B. Excel).

Falls l sehr viel größer als r ist (ca. ab $r/l < 0,1$), kann zur Berechnung des Lastmomentes als Funktion von φ auch folgende Näherung benutzt werden:

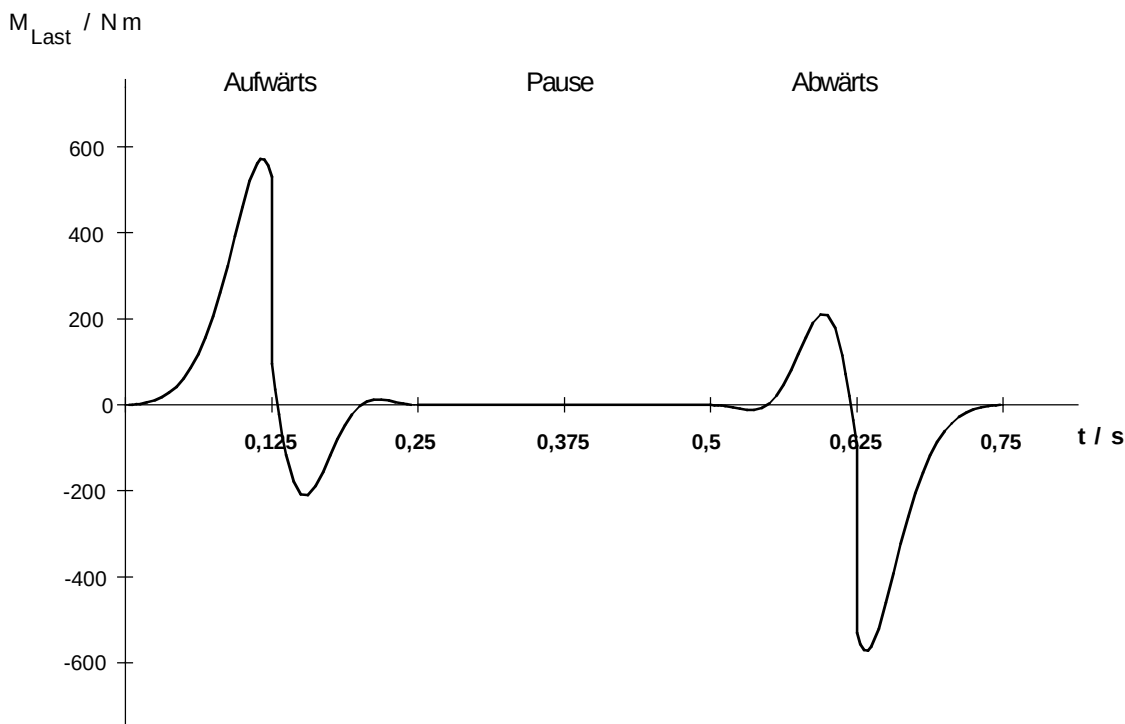
$$M_{Last(\varphi)} \approx m \cdot r \cdot (g \cdot \sin \varphi + \alpha_{\max} \cdot r \cdot \varphi \cdot \sin 2\varphi + \alpha_{\max} \cdot r \cdot \sin^2 \varphi) \quad \text{für } 0 \leq \varphi \leq \frac{\pi}{2}$$

$$M_{Last(\varphi)} \approx m \cdot r \cdot (g \cdot \sin \varphi + \alpha_{\max} \cdot r \cdot (\pi - \varphi) \cdot \sin 2\varphi - \alpha_{\max} \cdot r \cdot \sin^2 \varphi) \quad \text{für } \frac{\pi}{2} \leq \varphi \leq \pi$$

Der Bereich $\pi \leq \varphi \leq 2\pi$ ist spiegelsymmetrisch zum Bereich $0 \leq \varphi \leq \pi$.

Mit dieser Näherung läßt sich das maximale Lastmoment bestimmen. Das Maximum liegt im Bereich $\pi/4 < \varphi < \pi/2$. Wird die Näherung für den vorliegenden Fall benutzt, ergibt sich das Maximum für M_{Last} bei $\varphi = 1,185$ zu 530 Nm. Der Winkel φ , bei dem das Maximum auftritt, kann durch Probieren oder durch Iteration bestimmt werden.

Ohne diese Näherung ergibt sich für den vorliegenden Fall folgender Verlauf für das Lastmoment



Aus der Berechnung erhält man das maximale Lastmoment beim Beschleunigen während der Aufwärtsbewegung zu 572 Nm bzw. beim Verzögern während der Abwärtsbewegung zu -572 Nm.

Auswahl des Motors

Gewählter Motor:

1FK6 103-8AF71 mit Getriebe $i=10$ ($\eta=0,95$), $n_n=3000 \text{ min}^{-1}$, $J_{\text{Motor}}=0,01215 \text{ kgm}^2$
 $M_{n(100)}=17 \text{ Nm}$, $M_{0(100)}=36 \text{ Nm}$, $I_{0(100)}=23,8 \text{ A}$, $\eta_{\text{Motor}}=0,94$, $J_{\text{Getriebe}}=0,00174 \text{ kgm}^2$

Maximale Drehzahl des Motors:

$$n_{\text{Motor max}} = i \cdot n_{\text{max}} = 10 \cdot 240 = 2400 \text{ min}^{-1}$$

Ermittlung der Motormomente

Beschleunigungsmoment und Verzögerungsmoment für Motor und Getriebe:

$$M_{b \text{ Motor+Getriebe}} = M_{v \text{ Motor+Getriebe}} = J_{\text{Motor+Getriebe}} \cdot i \cdot \alpha_{\text{max}} = (0,01215 + 0,00174) \cdot 10 \cdot 201,06 = 27,93 \text{ Nm}$$

Motormoment beim Beschleunigen:

$$M_{\text{Motor}(t)} = M_{b \text{ Motor+Getriebe}} + \frac{M_{\text{Last}(t)}}{i \cdot \eta} \quad \text{für } 0 \leq t \leq 0,125 \text{ s} \text{ und } 0,5 \text{ s} \leq t \leq 0,625 \text{ s} \quad 1)$$

- 1) Wird das Lastmoment in diesen Bereichen negativ, so muß an den entsprechenden Stellen der Faktor $1/\eta$ in η geändert werden.

Motormoment beim Verzögern:

$$M_{\text{Motor}(t)} = -M_{v \text{ Motor+Getriebe}} + \frac{M_{\text{Last}(t)}}{i} \cdot \eta \quad \text{für } 0,125 \text{ s} \leq t \leq 0,25 \text{ s} \text{ und } 0,625 \text{ s} \leq t \leq 0,75 \text{ s} \quad 2)$$

- 2) Wird das Lastmoment in diesen Bereichen positiv, so muß an den entsprechenden Stellen der Faktor η in $1/\eta$ geändert werden.

Das größte Motormoment wird beim Beschleunigen während der Aufwärtsbewegung bei

$n_{\text{Motor}}=2220 \text{ min}^{-1}$ benötigt:

$$M_{\text{Motor max b}} = 27,93 + \frac{572}{10 \cdot 0,95} = 88,1 \text{ Nm}$$

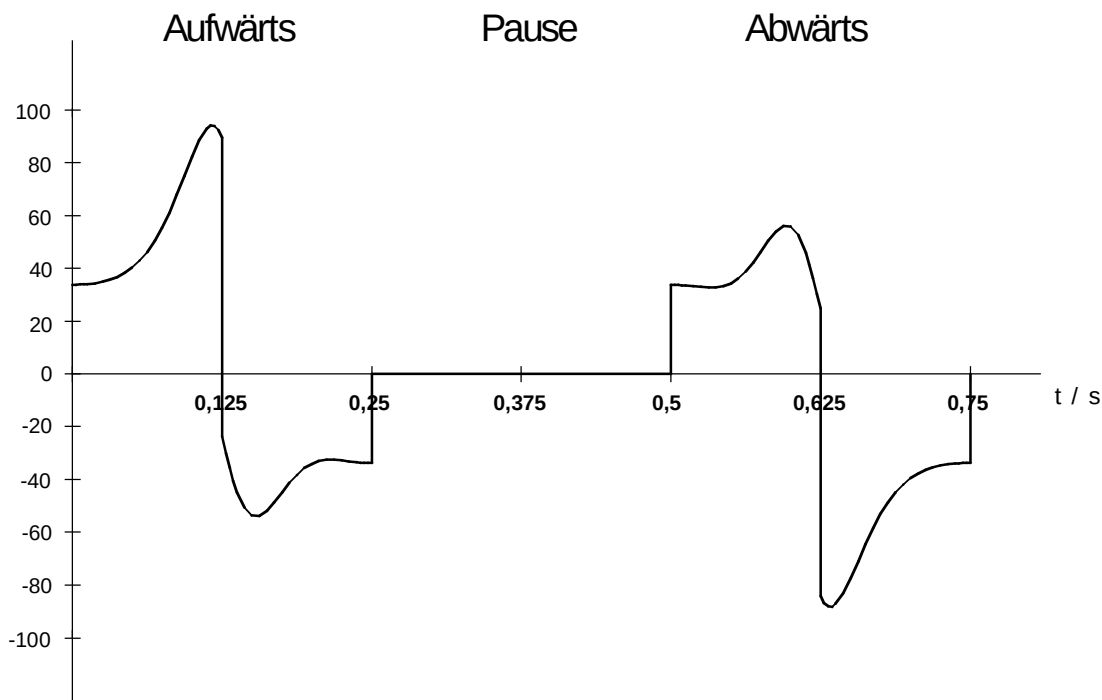
Das größte Motormoment im generatorischen Betrieb wird beim Verzögern während der Abwärtsbewegung benötigt:

$$M_{\text{Motor max v}} = -27,93 + \frac{-572}{10} \cdot 0,95 = -82,3 \text{ Nm}$$

Reibungskräfte und Kräfte aufgrund sonstiger bewegter Massen wurden vernachlässigt. Der gewählte Motor ist ausreichend bemessen, da er bei $n_{\text{Motor}}=2220 \text{ min}^{-1}$ und 400 V Anschlußspannung bis ca. 102 Nm überlastet werden kann.

Verlauf des Motormomentes für den vorliegenden Fall

$M_{\text{Motor}} / \text{Nm}$



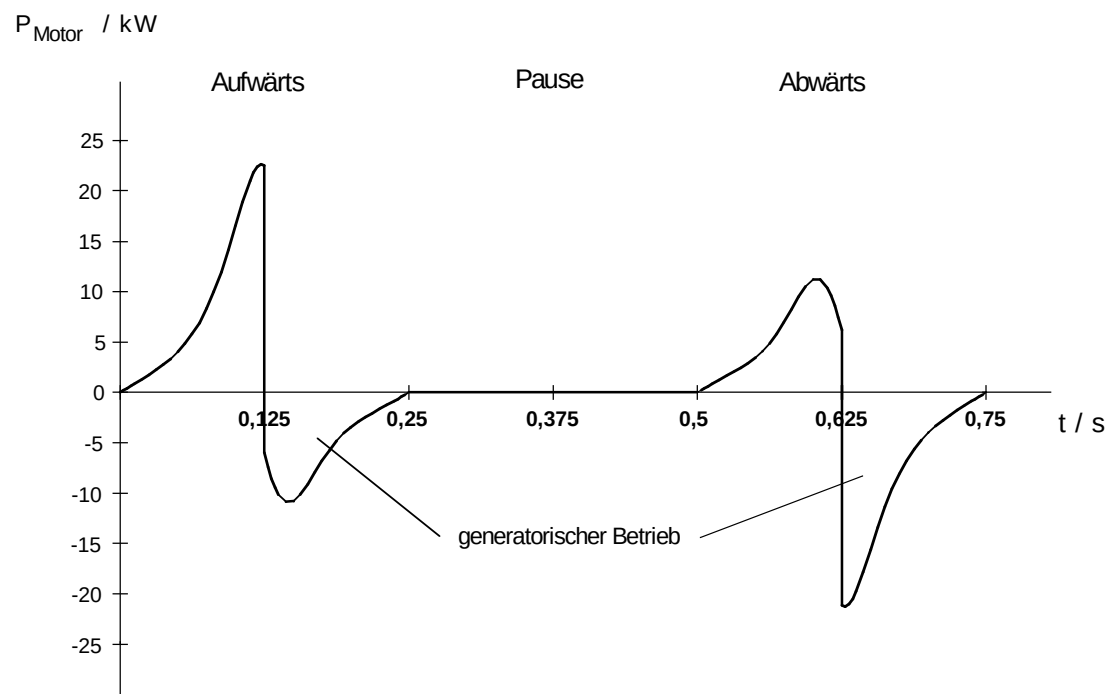
Ermittlung der maximalen Motorleistung

Die Motorleistung ergibt sich aus dem Motormoment und der Winkelgeschwindigkeit zu:

$$P_{Motor(t)} = M_{Motor(t)} \cdot i \cdot \omega_{(t)}$$

Aus der Berechnung ergibt sich die maximale Motorleistung beim Beschleunigen während der Aufwärtsbewegung zu 21,2 kW. Die maximale Motorleistung im generatorischen Betrieb beträgt -19,8 kW. Sie tritt beim Verzögern während der Abwärtsbewegung auf.

Verlauf der Motorleistung für den vorliegenden Fall



Thermische Überprüfung des Motors

Für das effektive Moment bei 1FT6-Motoren gilt allgemein bei beliebigen Momentverläufen:

$$M_{eff} = \sqrt{\frac{\int M^2 dt}{T}}$$

Der Integralausdruck läßt sich durch Unterteilung in m Abschnitte näherungsweise berechnen zu:

$$\int M^2 dt \approx \sum_{i=1}^{i=m} \frac{M_{i-1}^2 + M_i^2}{2} \cdot (t_i - t_{i-1})$$

Zur Auswertung dieser Näherungsformel muß M_{Motor} in Tabellenform gegeben sein. Die Berechnung ergibt (siehe Tabelle weiter hinten):

$$\int_{t=0\text{ s}}^{t=0,25\text{ s}} M^2 dt + \int_{t=0,5\text{ s}}^{t=0,75\text{ s}} M^2 dt \approx 1009 \text{ N}^2 \text{ m}^2 \text{ s}$$

Damit erhält man:

$$M_{\text{eff}} \approx \sqrt{\frac{1009}{5}} = 14,2 \text{ Nm}$$

Für die mittlere Drehzahl ergibt sich:

$$n_{\text{mittel}} = \frac{\frac{n_{\text{Mot max}}}{2} \cdot 4 \cdot t_b}{T} = \frac{2400 \cdot 2 \cdot 0,125}{5} = 120 \text{ min}^{-1}$$

Das berechnete effektive Moment ist bei n_{mittel} kleiner als das im S1-Betrieb zulässige Moment. Der Betrieb ist also zulässig.

Auslegung des Bremswiderstandes

Maximale Bremsleistung für den Bremswiderstand:

$$P_{br W \text{ max}} = P_{br Motor \text{ max}} \cdot \eta_{\text{Motor}} = 19,8 \cdot 0,94 = 18,6 \text{ kW}$$

Über die Motorleistung läßt sich die Bremsenergie für einen Zyklus berechnen zu:

$$W_{br} = \int_{t=0,125\text{ s}}^{t=0,25\text{ s}} P_{\text{Motor}} \cdot \eta_{\text{Motor}} dt + \int_{t=0,625\text{ s}}^{t=0,75\text{ s}} P_{\text{Motor}} \cdot \eta_{\text{Motor}} dt$$

Die Integrale lassen sich durch Unterteilung in m Abschnitte näherungsweise berechnen zu:

$$\int P_{\text{Motor}} \cdot \eta_{\text{Motor}} dt \approx \sum_{i=1}^{i=m} \eta_{\text{Motor}} \cdot \frac{P_{\text{Motor } i-1} + P_{\text{Motor } i}}{2} \cdot (t_i - t_{i-1})$$

Die Berechnung ergibt (siehe Tabelle weiter hinten):

$$W_{br} \approx 1,4 \text{ kW s}$$

Für den Bremswiderstand muß gelten:

$$\frac{W_{br}}{T} = \frac{1,4}{5} = 0,28 \text{ kW} \leq P_{br \text{ Dauer}}$$

Mit

$$P_{br \text{ Dauer}} = \frac{P_{20}}{36} \quad (\text{bei internem Bremswiderstand})$$

erhält man

$$36 \cdot 0,28 = 10,08 \text{ kW} \leq P_{20}$$

Weiter muß gelten:

$$P_{br \text{ W max}} = 18,6 \text{ kW} \leq 1,5 \cdot P_{20}$$

Gewählt wird daher eine Bremsseinheit mit $P_{20} = 20 \text{ kW}$ (6SE7023-3EA87-2DA0). Der interne Bremswiderstand ist ausreichend.

Auswahl des Umrichters

Für das größte benötigte Motormoment gilt:

$$\frac{M_{Motor \text{ max}}}{M_{0(100)}} = \frac{88,1}{36} = 2,45$$

Aus der Drehmoment/Strom-Kennlinie erhält man dafür den Wert:

$$\frac{I_{Motor \text{ max}}}{I_{0(100)}} = 2,7$$

bzw.

$$I_{Motor \text{ max}} = I_{0(100)} \cdot 2,7 = 23,8 \cdot 2,7 = 64,3 \text{ A}$$

Gewählter Umrichter:

6SE7024-7ED51

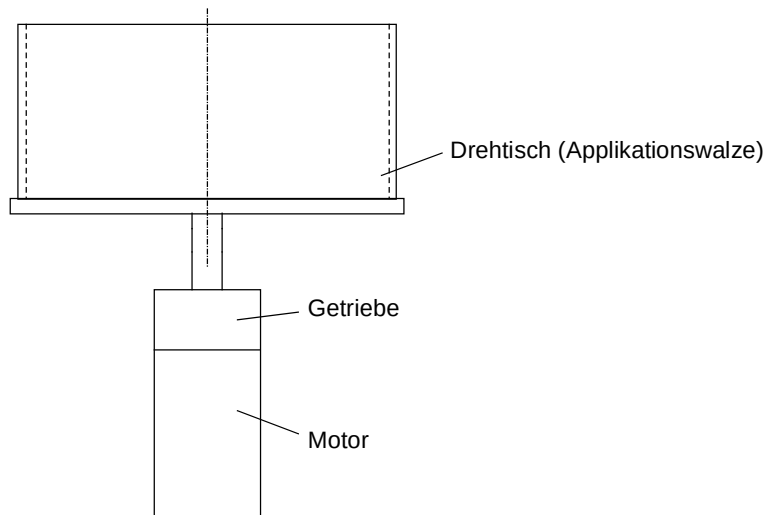
$P_{U n}=22 \text{ kW}$; $I_{U n}=47 \text{ A}$; $I_{U \max}=75,2 \text{ A}$

Tabelle für die näherungsweise Berechnung der Integralausdrücke

t	M_{Last}	M_{Motor}	P_{Motor}	$\approx \int M^2 \cdot dt$	$\approx \int P \cdot \eta \cdot dt$
0	0,00	27,93	0,00	0,00	0,00
0,025	10,52	29,03	1,46	20,29	0,00
0,05	61,48	34,40	3,46	45,62	0,00
0,072	180,63	46,94	6,80	82,87	0,00
0,094	394,58	69,46	13,13	160,19	0,00
0,116	572,09	88,15	20,56	298,73	0,00
0,1205	564,89	87,39	21,17	333,39	0,00
0,125	530,16	83,73	21,04	366,35	0,00
0,125	95,87	-17,84	-4,48	366,35	0,00
0,1375	-115,74	-38,92	-8,80	377,81	-0,08
0,15	-208,92	-47,77	-9,61	401,54	-0,19
0,15625	-210,25	-47,90	-9,03	415,85	-0,24
0,18125	-79,76	-35,50	-4,91	460,29	-0,40
0,20625	6,72	-27,22	-2,39	485,31	-0,49
0,25	0,00	-27,93	0,00	518,57	-0,54
0,5	0,00	27,93	0,00	518,57	-0,54
0,54375	-6,72	27,29	2,40	551,93	-0,54
0,56875	79,76	36,32	5,02	577,73	-0,54
0,59375	210,25	50,06	9,44	625,54	-0,54
0,6	208,92	49,92	10,04	641,16	-0,54
0,6125	115,74	40,11	9,073	666,79	-0,54
0,625	-95,87	18,82	4,73	679,06	-0,54
0,625	-530,16	-78,29	-19,68	679,06	-0,54
0,6295	-564,89	-81,59	-19,77	707,83	-0,62
0,634	-572,09	-82,28	-19,19	738,04	-0,71
0,656	-394,58	-65,41	-12,36	859,57	-1,03
0,678	-180,63	-45,09	-6,53	929,00	-1,23
0,7	-61,48	-33,77	-3,39	963,90	-1,33
0,725	-10,52	-28,93	-1,45	988,62	-1,39
0,75	0,00	-27,93	0,00	1008,83	-1,40

3.7 Drehtischantrieb

Es handelt sich um einen sogenannten Applikatorantrieb mit maximal 36000 Applikationen pro Stunde. Eine Applikation bedeutet eine Drehung um 18 Grad innerhalb von 50 ms und eine anschließende Pause von ebenfalls 50 ms.



Daten des Antriebs

Drehwinkel für eine Applikation

$$\Delta \varphi = 18 \text{ Grad}$$

Trägheitsmoment des Drehtisches

$$J_{\text{Last}} = 0,05 \text{ kgm}^2$$

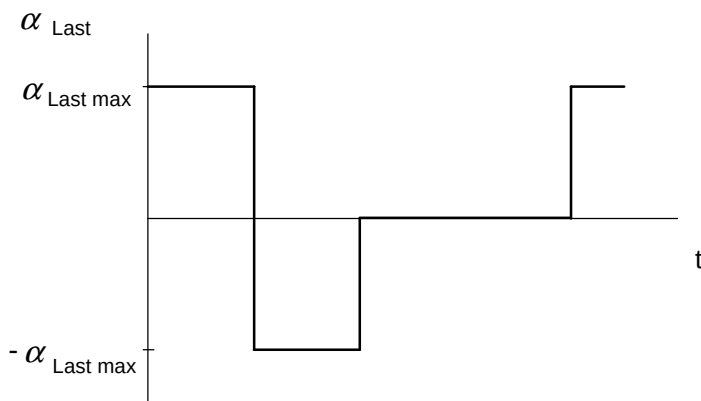
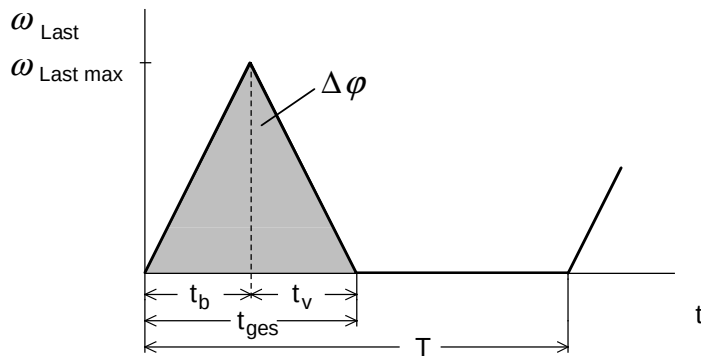
Positionierzeit

$$t_{\text{ges}} = 50 \text{ ms}$$

Zykluszeit

$$T = 100 \text{ ms}$$

Die Positionierung soll zeitoptimal erfolgen, d.h. es wird ein Dreiecksanlauf mit $t_b = t_v = t_{ges}/2 = 25 \text{ ms}$ angesetzt.



Mit dem Drehwinkel

$$\Delta \varphi = \frac{\omega_{Last \max} \cdot t_{ges}}{2} = \frac{\pi}{10}$$

ergibt sich die maximale Winkelgeschwindigkeit zu:

$$\omega_{Last \max} = \frac{2 \cdot \Delta \varphi}{t_{ges}} = \frac{2 \cdot \frac{\pi}{10}}{0,05} = 12,57 \text{ s}^{-1}$$

Mit

$$\omega_{Last \max} = \alpha_{Last \max} \cdot \frac{t_{ges}}{2}$$

erhält man für die maximale Winkelbeschleunigung:

$$\alpha_{Last \max} = \frac{2 \cdot \omega_{Last \max}}{t_{ges}} = \frac{2 \cdot 12,57}{0,05} = 502,7 \text{ s}^{-2}$$

Die maximale Drehzahl der Last bei $\omega = \omega_{Last\ max}$ ergibt sich zu:

$$n_{Last\ max} = \frac{\omega_{Last\ max} \cdot 60}{2\pi} = 120\ min^{-1}$$

Wegen der kurzen Beschleunigungs- und Verzögerungszeiten ist eine exakte Positionierung nur mit einem Servoantrieb möglich.

Ermittlung der Lastmomente beim Beschleunigen und Verzögern

Da die Beschleunigung gleich der Verzögerung ist gilt für die Lastmomente:

$$M_{b\ Last} = M_{v\ Last} = J_{Last} \cdot \alpha_{Last\ max} = 0,05 \cdot 502,7 = 25,13\ Nm$$

Auswahl des Motors

Durch Probieren (siehe Ermittlung der Motormomente) wird folgender Motor ausgewählt:

1FT6 062-6AC7 mit Getriebe $i=5$ ($\eta=0,95$), $n_n=2000\ min^{-1}$, $J_{Motor}=0,00085\ kgm^2$

$J_{Getriebe}=0,0003\ kgm^2$, $M_n(100)=5,2\ Nm$, $I_n(100)=2,6\ A$, $\eta_{Motor}=0,84$

Die Getriebeübersetzung wurde dabei in die Nähe des Optimums gelegt:

$$i_{opt} = \sqrt{\frac{J_{Last}}{J_{Motor} + J_{Getriebe}}} = \sqrt{\frac{0,05}{0,00085 + 0,0003}} = 6,6$$

Damit ergibt sich die maximale Drehzahl des Motors zu:

$$n_{Motor\ max} = i \cdot n_{Last\ max} = 5 \cdot 120 = 600\ min^{-1}$$

Ermittlung der Motormomente beim Beschleunigen und Verzögern

Beschleunigungsmoment und Verzögerungsmoment für den Motor:

$$M_{b\ Motor} = M_{v\ Motor} = J_{Motor} \cdot i \cdot \alpha_{Last\ max} = 0,00085 \cdot 5 \cdot 502,7 = 2,14\ Nm$$

Beschleunigungsmoment und Verzögerungsmoment für das Getriebe:

$$M_{b \text{ Getriebe}} = M_{v \text{ Getriebe}} = J_{\text{Getriebe}} \cdot i \cdot \alpha_{\text{Last max}} = 0,0003 \cdot 5 \cdot 502,7 = 0,754 \text{ Nm}$$

Motormoment beim Beschleunigen:

$$\begin{aligned} M_{\text{Motor}} &= M_{b \text{ Motor}} + M_{b \text{ Getriebe}} + M_{b \text{ Last}} \cdot \frac{1}{i \cdot \eta} \\ &= 2,14 + 0,754 + 25,13 \cdot \frac{1}{5 \cdot 0,95} = 8,18 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Motormoment beim Verzögern:

$$\begin{aligned} M_{\text{Motor}} &= -M_{v \text{ Motor}} - M_{v \text{ Getriebe}} - M_{v \text{ Last}} \cdot \frac{\eta}{i} \\ &= -2,14 - 0,754 - 25,13 \cdot \frac{0,95}{5} = -7,67 \text{ Nm} \quad (\text{generatorischer Betrieb}) \end{aligned}$$

Das größte Motormoment wird beim Beschleunigen benötigt. Der gewählte Motor ist ausreichend bemessen, da er bei $n_{\text{max}}=600 \text{ min}^{-1}$ und 400 V Anschlußspannung bis ca. 24 Nm überlastet werden kann.

Auswahl des Umrichters

Für das größte benötigte Motormoment ergibt sich ein Motorstrom von:

$$I_{\text{Motor max}} = I_{\text{Motor n}} \cdot \frac{M_{\text{Motor max}}}{M_{\text{Motor n}}} = 2,6 \cdot \frac{8,18}{5,2} = 4,1 \text{ A} \quad (\text{kaum Sättigungseinfluß bei diesem Motor})$$

Gewählter Umrichter:

6SE7013-0EP50 (Kompakt Plus)

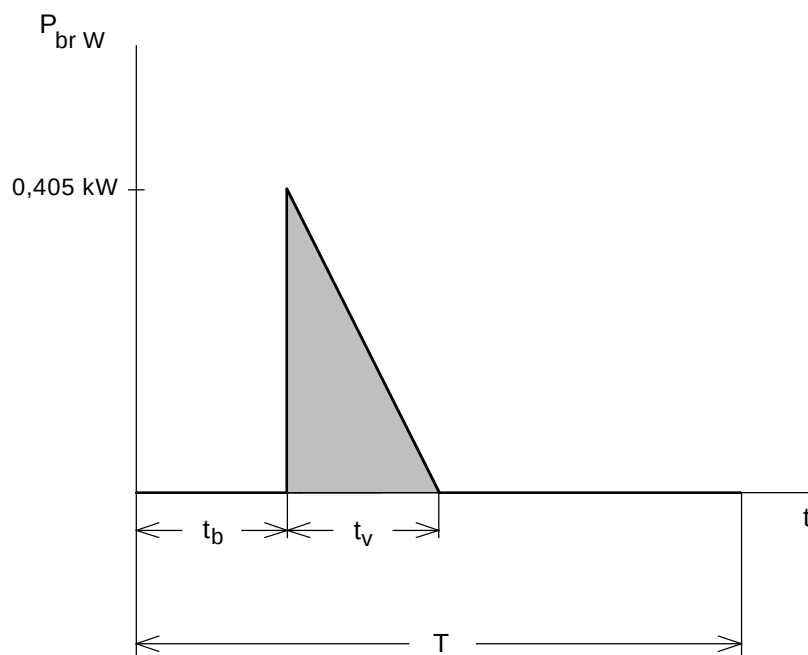
$P_{U n}=1,1 \text{ kW}$; $I_{U n}=3 \text{ A}$, $I_{U \text{ max}}=4,8 \text{ A}$ (1,6fache Überlast)

Auslegung des Bremswiderstandes

Max. Bremsleistung für den Bremswiderstand während des Verzögerns von $\omega_{\text{Last max}}$ auf 0:

$$\begin{aligned}
 P_{br W \max} &= P_{br Motor \max} \cdot \eta_{Motor} = \frac{M_{Motor v} \cdot n_{Motor \max}}{9550} \cdot \eta_{Motor} \\
 &= \frac{7,67 \cdot 600}{9550} \cdot 0,84 = 0,405 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

Bremsdiagramm



Bremsenergie für einen Zyklus (entspricht der Fläche im Bremsdiagramm):

$$\begin{aligned}
 W_{br} &= \frac{1}{2} \cdot P_{br W \max} \cdot t_v \\
 &= \frac{1}{2} \cdot 0,405 \cdot 0,025 = 0,005 \text{ kW s}
 \end{aligned}$$

Für den Bremswiderstand muß gelten:

$$\frac{W_{br}}{T} = \frac{0,005}{0,1} = 0,05 \text{ kW} \leq P_{br \text{ Dauer}}$$

Mit

$$P_{br\,Dauer} = \frac{P_{20}}{4,5} \quad (\text{bei Kompakt Plus nur externer Bremswiderstand})$$

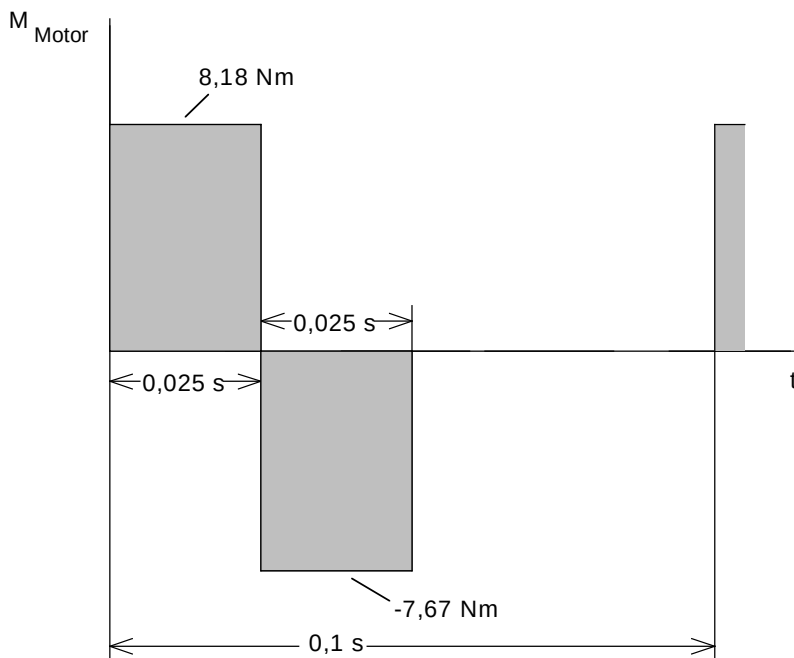
erhält man

$$4,5 \cdot 0,05 = 0,225 \text{ kW} \leq P_{20}$$

Gewählt wird daher der kleinste Bremswiderstand mit $P_{20} = 5 \text{ kW}$ (6SE7018-0ES87-2DC0).

Thermische Überprüfung des Motors

Momentenverlauf



Das effektive Moment und die mittlere Drehzahl ergibt sich zu:

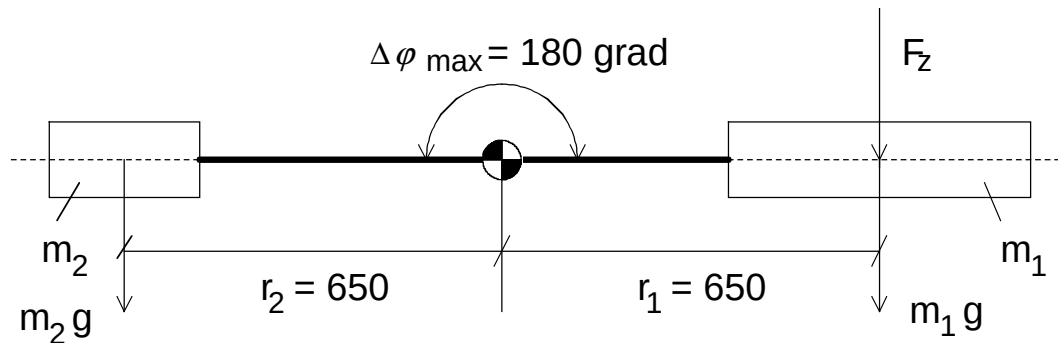
$$M_{\text{eff}} = \sqrt{\frac{8,18^2 \cdot 0,025 + 7,67^2 \cdot 0,025}{0,1}} = 5,61 \text{ Nm}$$

$$n_{\text{mittel}} = \frac{\frac{n_{\text{Mot max}}}{2} \cdot 2 \cdot t_b}{T} = \frac{600 \cdot 0,025}{0,1} = 150 \text{ min}^{-1}$$

Das berechnete effektive Moment liegt bei n_{mittel} unterhalb der S1-Kurve. Der Betrieb ist also thermisch zulässig.

3.8 Schwenkantrieb

Es handelt sich um einen Schwenkantrieb mit einer 180 grad-Schwenkbewegung vorwärts und rückwärts um eine horizontale Achse. Es soll ein Servoantrieb eingesetzt werden. Nach ausgeführter Schwenkbewegung wird die Anfangsposition durch eine mechanische Bremse gehalten.

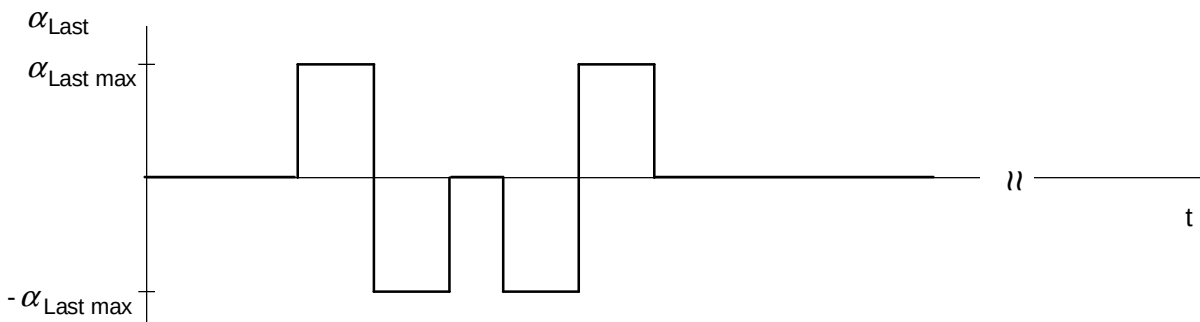
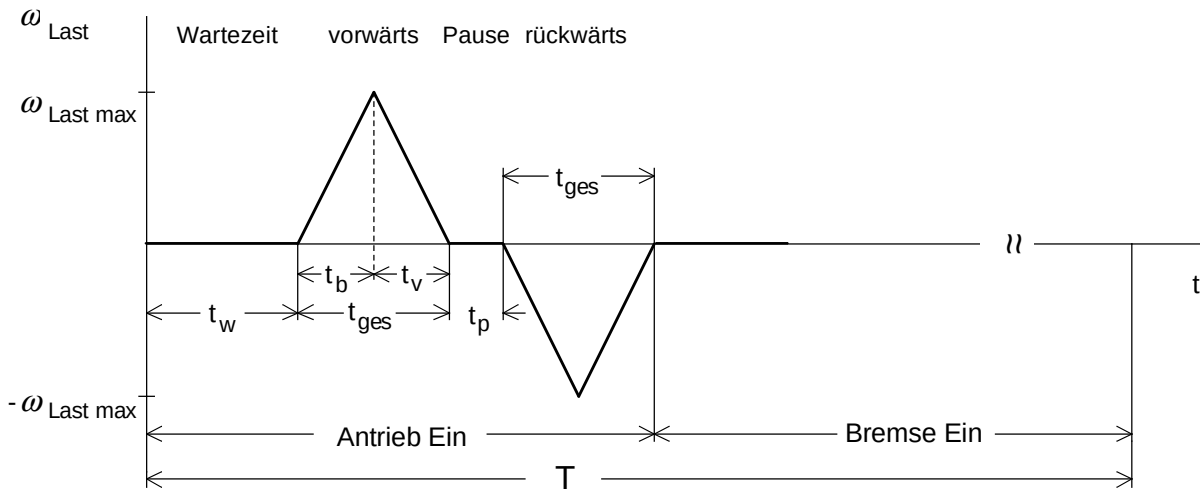


Ausgangslage für den Schwenkantrieb

Daten des Antriebs

Schwenkwinkel	$\Delta\varphi_{\max} = 180 \text{ grad}$
Gewicht	$m_1 = 170 \text{ kg}$
Gegengewicht	$m_2 = 130 \text{ kg}$
Zusatzkraft	$F_z = 500 \text{ N}$
Schwenkzeit für die 180 grad-Schwenkbewegung	$t_{\text{ges}} = 3 \text{ s}$
Wartezeit vor dem Start (Antrieb Ein)	$t_w = 3 \text{ s}$
Pause zwischen Vor- und Rückbewegung (Antrieb Ein)	$t_p = 1 \text{ s}$
Zykluszeit	$T = 45 \text{ s}$

Die Positionierung soll zeitoptimal erfolgen, d.h. es wird ein Dreiecksanlauf mit $t_b = t_v = t_{ges}/2 = 1,5 \text{ s}$ angesetzt. Damit ergibt sich das folgende Fahrdiagramm.



Für die maximale Winkelgeschwindigkeit und die maximale Winkelbeschleunigung erhält man:

$$\omega_{Last \max} = \frac{2 \cdot \varphi_{\max}}{t_{ges}} = \frac{2 \cdot \pi}{3} = 2,094 \text{ s}^{-1}$$

$$\alpha_{Last \max} = \frac{\omega_{Last \max} \cdot 2}{t_{ges}} = \frac{2,094 \cdot 2}{3} = 1,396 \text{ s}^{-2}$$

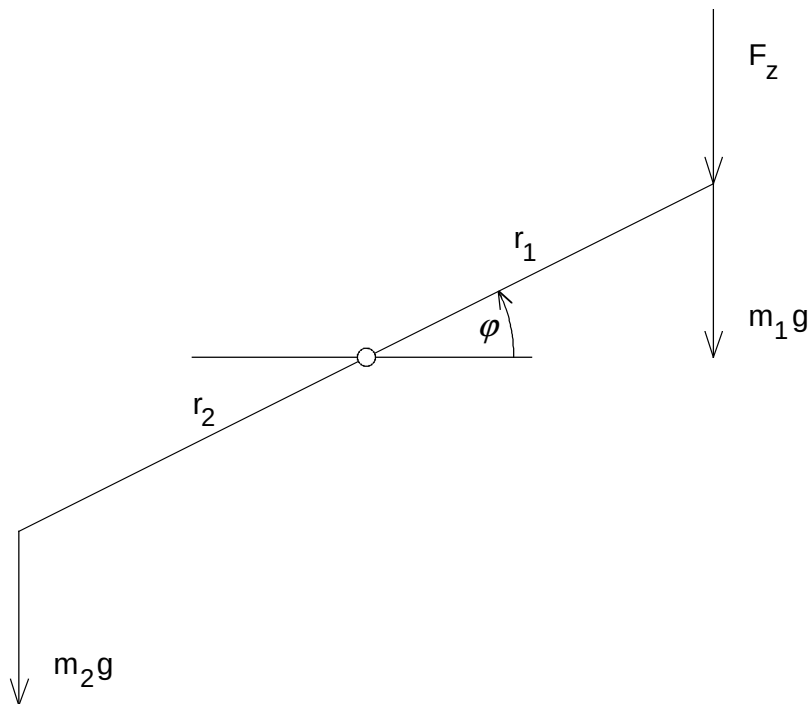
Die maximale Drehzahl der Last bei $\omega_{Last} = \omega_{Last\ max}$ ergibt sich zu:

$$n_{Last\ max} = \frac{\omega_{Last\ max} \cdot 60}{2 \cdot \pi} = \frac{2,094 \cdot 60}{2 \cdot \pi} = 20\ min^{-1}$$

Da die geometrischen Abmessungen der Gewichte nicht bekannt sind, werden sie punktförmig und im Schwerpunkt wirkend angenommen. Damit berechnet sich das Lastträgheitsmoment zu:

$$J_{Last} = m_1 \cdot r_1^2 + m_2 \cdot r_2^2 = 170 \cdot 0,65^2 + 130 \cdot 0,65^2 = 126,75\ kgm^2$$

Ermittlung der Lastmomente



$$\begin{aligned} M_{Last} &= (m_1 \cdot g + F_z) \cdot r_1 \cdot \cos \varphi - m_2 \cdot g \cdot r_2 \cdot \cos \varphi \\ &= ((170 \cdot 9,81 + 500) \cdot 0,65 - 130 \cdot 9,81 \cdot 0,65) \cdot \cos \varphi = 580,06\ Nm \cdot \cos \varphi \end{aligned}$$

Für das Beschleunigungs- bzw. Verzögerungsmoment der Last ergibt sich:

$$M_{b\ Last} = M_{v\ Last} = J_{Last} \cdot \alpha_{Last\ max} = 126,75 \cdot 1,396 = 177\ Nm$$

Auswahl des Motors

Durch Probieren (siehe Ermittlung der Motormomente) wird folgender Motor ausgewählt:

1FT6 062-1AF71 mit Getriebe $i=150$ ($\eta=0,95$); $n_n=3000 \text{ min}^{-1}$; $J_{\text{Motor+Bremse}}=0,00105 \text{ kgm}^2$
 $M_{n(100)}=4,6 \text{ Nm}$; $I_{n(100)}=3,4 \text{ A}$; $\eta_{\text{Motor}}=0,88$

Maximale Drehzahl des Motors:

$$n_{\text{Motor max}} = i \cdot n_{\text{Last max}} = 150 \cdot 20 = 3000 \text{ min}^{-1}$$

Ermittlung der Motormomente

Beschleunigungsmoment und Verzögerungsmoment für den Motor:

$$M_{b \text{ Motor}} = M_{v \text{ Motor}} = J_{\text{Motor}} \cdot i \cdot \alpha_{\text{Last max}} = 0,00105 \cdot 150 \cdot 1,396 = 0,22 \text{ Nm}$$

Haltemoment für den Motor während der Wartezeit bei $\varphi = 0$ und während der Pausenzeit bei $\varphi=180 \text{ grad}$:

$$M_{H \text{ Motor}} = \frac{M_{\text{Last}}}{i} = \frac{580,06}{150} = 3,87 \text{ Nm}$$

Motormoment beim Beschleunigen vorwärts:

$$\begin{aligned} M_{\text{Motor}(t)} &= M_{b \text{ Motor}} + (M_{\text{Last}(t)} + M_{b \text{ Last}}) \cdot \frac{1}{i \cdot \eta} && \text{für } 3 \text{ s} \leq t \leq 4,5 \text{ s bzw. } 0 \leq \varphi \leq \frac{\pi}{2} \\ &= 0,22 + (580,06 \cdot \cos \varphi + 177) \cdot \frac{1}{150 \cdot 0,95} \\ &= 1,46 \text{ Nm} + 4,07 \text{ Nm} \cdot \cos \varphi \end{aligned}$$

Mit

$$\varphi = \frac{1}{2} \cdot \alpha_{\text{Last max}} \cdot (t - t_w)^2$$

Motormoment beim Verzögern vorwärts:

$$\begin{aligned}
 M_{Motor(t)} &= -M_{v Motor} + (M_{Last(t)} - M_{v Last}) \cdot \frac{\eta}{i} && \text{für } 4,5 \text{ s} \leq t \leq 6 \text{ s} \text{ bzw. } \frac{\pi}{2} \leq \varphi \leq \pi \\
 &= -0,22 + (580,06 \cdot \cos \varphi - 177) \cdot \frac{0,95}{150} \\
 &= -1,34 \text{ Nm} + 3,67 \text{ Nm} \cdot \cos \varphi && \text{(generatorischer Betrieb)}
 \end{aligned}$$

Mit

$$\varphi = \pi - \frac{1}{2} \cdot \alpha_{Last \max} \cdot (t_w + t_{ges} - t)^2$$

Motormoment beim Beschleunigen rückwärts:

$$\begin{aligned}
 M_{Motor(t)} &= -M_{b Motor} + (M_{Last(t)} - M_{b Last}) \cdot \frac{1}{i \cdot \eta} && \text{für } 7 \text{ s} \leq t \leq 8,5 \text{ s} \text{ bzw. } \pi \geq \varphi \geq \frac{\pi}{2} \\
 &= -0,22 + (580,06 \cdot \cos \varphi - 177) \cdot \frac{1}{150 \cdot 0,95} \\
 &= -1,46 \text{ Nm} + 4,07 \text{ Nm} \cdot \cos \varphi
 \end{aligned}$$

Mit

$$\varphi = \pi - \frac{1}{2} \cdot \alpha_{Last \max} \cdot (t - t_{ges} - t_p - t_w)^2$$

Motormoment beim Verzögern rückwärts:

$$\begin{aligned}
 M_{Motor(t)} &= M_{v Motor} + (M_{Last(t)} + M_{v Last}) \cdot \frac{\eta}{i} && \text{für } 8,5 \text{ s} \leq t \leq 10 \text{ s} \text{ bzw. } \frac{\pi}{2} \geq \varphi \geq 0 \\
 &= 0,22 + (580,06 \cdot \cos \varphi + 177) \cdot \frac{0,95}{150} \\
 &= 1,34 \text{ Nm} + 3,67 \text{ Nm} \cdot \cos \varphi && \text{(generatorischer Betrieb)}
 \end{aligned}$$

Mit

$$\varphi = \frac{1}{2} \cdot \alpha_{Last \max} \cdot (2 \cdot t_{ges} + t_p + t_w - t)^2$$

Das größte Motormoment wird beim Beschleunigen vorwärts bei $\varphi = 0$ bzw. beim Beschleunigen rückwärts bei $\varphi = \pi$ benötigt:

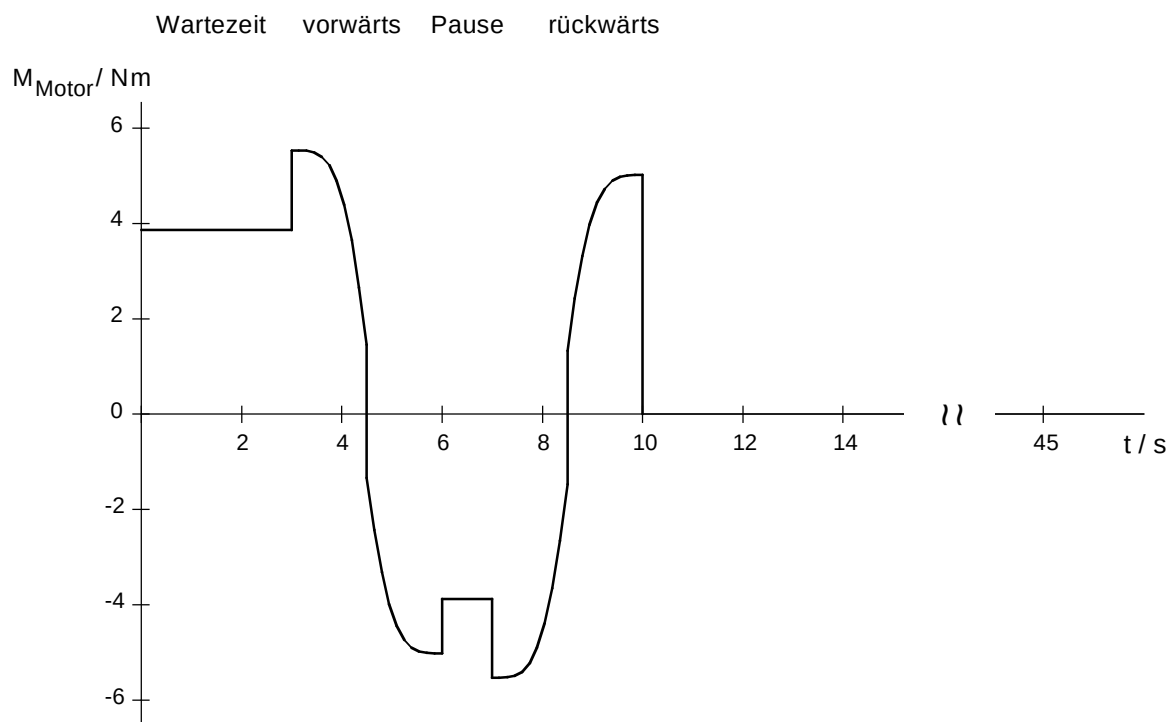
$$M_{Motor \max b} = 1,46 + 4,07 \cdot \cos 0 = 5,53 \text{ Nm}$$

Das größte Motormoment im generatorischen Betrieb wird beim Verzögern vorwärts bei $\varphi = \pi$ bzw. beim Verzögern rückwärts bei $\varphi = 0$ benötigt:

$$M_{Motor \max v} = -1,34 + 3,67 \cdot \cos \pi = -5,01 \text{ Nm}$$

Das Getriebeträgheitsmoment wurde vernachlässigt.

Verlauf des Motormomentes für den vorliegenden Fall



Auswahl des Umrichters

Für das größte benötigte Motormoment ergibt sich ein Motorstrom von:

$$I_{Motor\ max} = I_{Motor\ n} \cdot \frac{M_{Motor\ max}}{M_{Motor\ n}} = 3,4 \cdot \frac{5,53}{4,6} = 4,09\ A \quad (\text{kaum Sättigungseinfluß bei diesem Motor})$$

Gewählter Umrichter:

6SE7013-0EP50 (Kompakt Plus)

$P_{U\ n}=1,1\ kW$; $I_{U\ n}=3\ A$; $I_{U\ max}=4,8\ A$ (1,6fache Überlastfähigkeit)

Auslegung des Bremswiderstandes

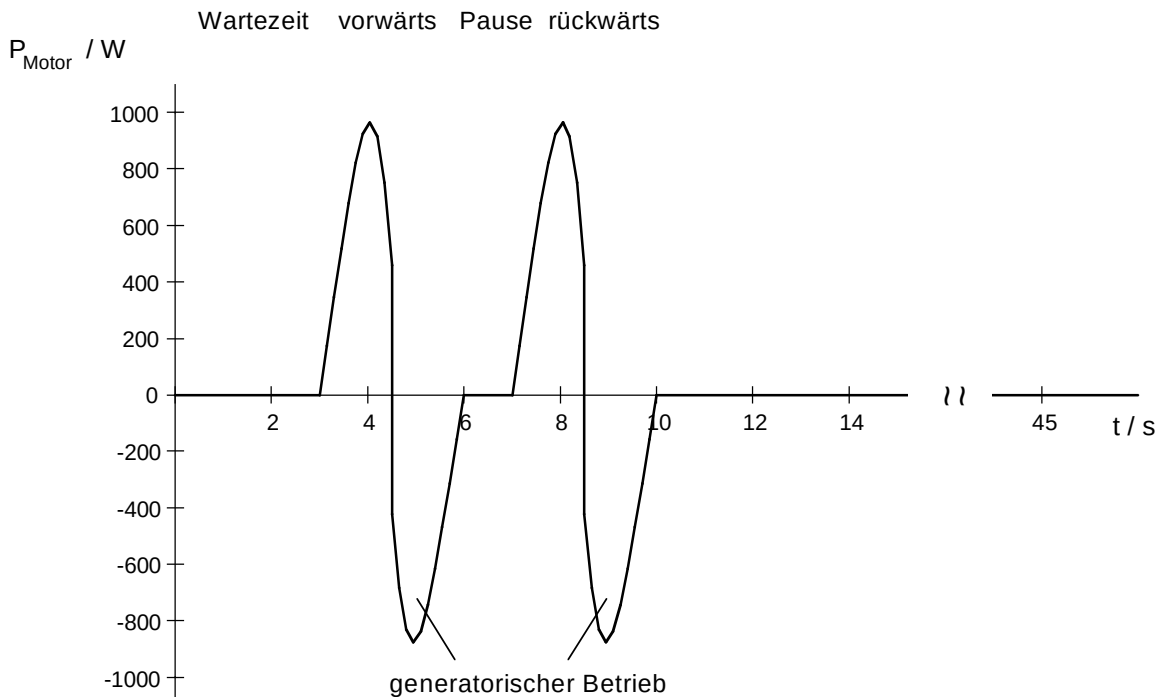
Für die Auslegung des Bremswiderstandes muß die Motorleistung bestimmt werden.

$$P_{Motor} = M_{Motor} \cdot \omega_{Last} \cdot i$$

Mit

$\omega_{Last} = 0$	für $0 \leq t \leq 3\ s$ bzw. $\varphi = 0$
$\omega_{Last} = \alpha_{Last\ max} \cdot (t - t_w)$	für $3\ s \leq t \leq 4,5\ s$ bzw. $0 \leq \varphi \leq \frac{\pi}{2}$
$\omega_{Last} = \alpha_{Last\ max} \cdot (t_w + t_{ges} - t)$	für $4,5\ s \leq t \leq 6\ s$ bzw. $\frac{\pi}{2} \leq \varphi \leq \pi$
$\omega_{Last} = 0$	für $6\ s \leq t \leq 7\ s$ bzw. $\varphi = \pi$
$\omega_{Last} = -\alpha_{Last\ max} \cdot (t - t_{ges} - t_p - t_w)$	für $7\ s \leq t \leq 8,5\ s$ bzw. $\pi \geq \varphi \geq \frac{\pi}{2}$
$\omega_{Last} = -\alpha_{Last\ max} \cdot (2 \cdot t_{ges} + t_p + t_w - t)$	für $8,5\ s \leq t \leq 10\ s$ bzw. $\frac{\pi}{2} \geq \varphi \geq 0$

Verlauf der Motorleistung für den vorliegenden Fall



Generatorischer Betrieb tritt während der Verzögerungsphasen im Bereich $4,5 \text{ s} \leq t \leq 6 \text{ s}$ und $8,5 \text{ s} \leq t \leq 10 \text{ s}$ auf. Aus der Berechnung ergibt sich die maximale Motorleistung im generatorischen Betrieb zu -875 W . Damit erhält man die maximale Bremsleistung für den Bremswiderstand:

$$P_{br \text{ W max}} = P_{br \text{ Motor max}} \cdot \eta_{\text{Motor}} = -875 \cdot 0,88 = -770 \text{ W}$$

Über die Motorleistung läßt sich auch die Bremsenergie für einen Zyklus berechnen zu:

$$W_{br} = \int_{t=4,5 \text{ s}}^{t=6 \text{ s}} P_{\text{Motor}} \cdot \eta_{\text{Motor}} dt + \int_{t=8,5 \text{ s}}^{t=10 \text{ s}} P_{\text{Motor}} \cdot \eta_{\text{Motor}} dt$$

Die Integrale lassen sich durch Unterteilung in m Abschnitte näherungsweise berechnen zu:

$$\int P_{\text{Motor}} \cdot \eta_{\text{Motor}} dt \approx \sum_{i=1}^{i=m} \eta_{\text{Motor}} \cdot \frac{P_{\text{Motor } i-1} + P_{\text{Motor } i}}{2} \cdot (t_i - t_{i-1})$$

Zur Auswertung dieser Näherungsformel muß P_{Motor} in Tabellenform gegeben sein.

Die Berechnung ergibt (siehe Tabelle weiter hinten):

$$\begin{aligned} W_{br} &\approx -757,67 - 757,67 \\ &\approx -1515,34 \text{ Ws} \end{aligned}$$

Für den Bremswiderstand muß gelten:

$$\frac{W_{br}}{T} = \frac{1515,34}{45} = 33,67 \text{ W} \leq P_{br \text{ Dauer}}$$

Mit

$$P_{br \text{ Dauer}} = \frac{P_{20}}{4,5} \quad (\text{bei Kompakt Plus nur externer Bremswiderstand})$$

erhält man

$$4,5 \cdot 33,67 = 151,5 \text{ W} \leq P_{20}$$

Weiter muß gelten:

$$P_{br \text{ W max}} = 770 \text{ W} \leq 1,5 \cdot P_{20}$$

Gewählt wird daher der kleinste Bremswiderstand mit $P_{20} = 5 \text{ kW}$ (6SE7018-0ES87-2DC0).

Thermische Überprüfung des Motors

Für das effektive Moment bei 1FT6-Motoren gilt allgemein bei beliebigen Momentverläufen:

$$M_{eff} = \sqrt{\frac{\int M^2 dt}{T}}$$

Der Integralausdruck läßt sich durch Unterteilung in m Abschnitte näherungsweise berechnen zu:

$$\int M^2 dt \approx \sum_{i=1}^{i=m} \frac{M_{i-1}^2 + M_i^2}{2} \cdot (t_i - t_{i-1})$$

Zur Auswertung dieser Näherungsformel muß M_{Motor} in Tabellenform gegeben sein. Die Berechnung ergibt (siehe Tabelle weiter hinten):

$$\int_{t=0 \text{ s}}^{t=10 \text{ s}} M^2 dt \approx 183,54 \text{ N}^2 \text{ m}^2 \text{ s}$$

Damit erhält man:

$$M_{eff} \approx \sqrt{\frac{183,54}{45}} = 2,02 \text{ Nm}$$

Das berechnete effektive Moment ist kleiner als das im S1-Betrieb zulässige Moment. Der Betrieb ist also zulässig.

Tabelle für die näherungsweise Berechnung der Integralausdrücke

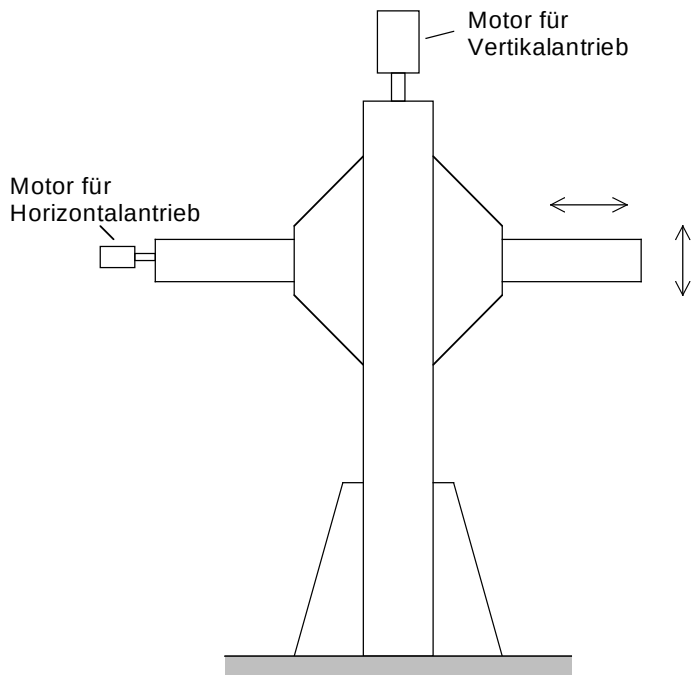
t	M _{Motor}	P _{Motor}	$\approx \int M^2 \cdot dt$	$\approx \int P \cdot \eta \cdot dt$
0,00	3,87	0,00	0,00	0,00
3,00	3,87	0,00	44,86	0,00
3,00	5,53	0,00	44,86	0,00
3,15	5,53	173,79	49,45	0,00
3,30	5,52	347,11	54,03	0,00
3,45	5,49	517,59	58,55	0,00
3,60	5,40	679,16	62,94	0,00
3,75	5,22	820,36	67,03	0,00
3,90	4,90	923,40	70,63	0,00
4,05	4,39	964,32	73,51	0,00
4,20	3,64	915,58	75,50	0,00
4,35	2,66	751,75	76,56	0,00
4,50	1,46	459,25	76,88	0,00
4,50	-1,34	-421,21	76,88	0,00
4,65	-2,42	-684,52	77,76	-72,98
4,80	-3,31	-831,70	79,41	-173,05
4,95	-3,98	-875,02	81,78	-285,69
5,10	-4,44	-837,41	84,74	-398,71
5,25	-4,73	-743,75	88,10	-503,07
5,40	-4,90	-615,63	91,70	-592,79
5,55	-4,98	-469,15	95,42	-664,38
5,70	-5,01	-314,61	99,18	-716,11
5,85	-5,01	-157,52	102,95	-747,27
6,00	-5,01	0,00	106,72	-757,67

Fortsetzung nächste Seite

t	M _{Motor}	P _{Motor}	$\approx \int M^2 \cdot dt$	$\approx \int P \cdot \eta \cdot dt$
6,00	-3,87	0,00	106,72	-757,67
7,00	-3,87	0,00	121,68	-757,67
7,00	-5,53	0,00	121,68	-757,67
7,15	-5,53	173,79	126,27	-757,67
7,30	-5,52	347,11	130,85	-757,67
7,45	-5,49	517,59	135,37	-757,67
7,60	-5,40	679,16	139,75	-757,67
7,75	-5,22	820,36	143,84	-757,67
7,90	-4,90	923,40	147,44	-757,67
8,05	-4,39	964,32	150,33	-757,67
8,20	-3,64	915,58	152,32	-757,67
8,35	-2,66	751,75	153,38	-757,67
8,50	-1,46	459,25	153,70	-757,67
8,50	1,34	-421,21	153,70	-757,67
8,65	2,42	-684,52	154,58	-830,65
8,80	3,31	-831,70	156,22	-930,72
8,95	3,98	-875,02	158,60	-1043,36
9,10	4,44	-837,41	161,56	-1156,38
9,25	4,73	-743,75	164,92	-1260,74
9,40	4,90	-615,63	168,52	-1350,46
9,55	4,98	-469,15	172,24	-1422,05
9,70	5,01	-314,61	176,00	-1473,78
9,85	5,01	-157,52	179,77	-1504,94
10,00	5,01	0,00	183,54	-1515,34

3.9 Spindelantrieb mit Kugelrollspindel

Es handelt sich um eine Kunststoffbearbeitungsmaschine mit je einem vertikalen und horizontalen Spindelantrieb ohne Getriebe. Es sollen Servoantriebe mit Kompakt Plus als 2Achs-System eingesetzt werden.



Prinzipbild

Vertikaltrieb

Daten des Antriebs

Gesamte zu hebende Masse	m_{ges}	= 116 kg
Spindeldurchmesser	D	= 0,04 m
Spindelsteigung	h	= 0,01 m
Spindellänge	l	= 1,2 m
Spindelwirkungsgrad	η_{Sp}	= 0,95
Trägheitsmoment der Kupplung (lt. Hersteller)	J_K	= 0,00039 kgm ²
Max. Hubgeschwindigkeit	v_{max}	= 0,33 m/s
Beschleunigungszeit	t_b	= 0,1 s
Verzögerungszeit	t_v	= 0,1 s
Max. Hubweg	h_{max}	= 0,651 m
Pausenzeit zwischen Heben und Senken	t_p	= 10 s
Taktzeit	T	= 20 s

Hubkraft, Beschleunigungskraft:

$$F_H = m_{ges} \cdot g = 116 \cdot 9,81 = 1138 \text{ N}$$

$$F_b = F_v = m_{ges} \cdot a = m_{ges} \cdot \frac{v_{max}}{t_b} = 116 \cdot \frac{0,33}{0,1} = 382,8 \text{ N}$$

Steigungswinkel der Spindel:

$$\alpha_{sw} = \arctan \frac{h}{\pi \cdot D} = \arctan \frac{0,01}{\pi \cdot 0,04} = 0,07941 \text{ rad}$$

Reibwinkel der Spindel:

$$\rho = \arctan \frac{h}{\pi \cdot D \cdot \eta_{sp}} - \alpha_{sw} = \arctan \frac{0,01}{\pi \cdot 0,04 \cdot 0,95} - 0,07941 = 0,00416 \text{ rad}$$

Ermittlung der Momente für Spindel und Kupplung beim Beschleunigen und Verzögern

Winkelgeschwindigkeit der Spindel bei v_{max} :

$$\omega_{max\ Sp} = \frac{2 \cdot \pi \cdot v_{max}}{h} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 0,33}{0,01} = 207,3 \text{ s}^{-1}$$

Winkelbeschleunigung der Spindel:

$$\alpha_{b\ sp} = \frac{\omega_{max\ sp}}{t_b} = \frac{207,3}{0,1} = 2073 \text{ s}^{-2}$$

Lt. Hersteller berechnet sich das Trägheitsmoment der Spindel 40x10 zu:

$$J_{sp} = 119,27 \cdot 10^{-6} + 1,607 \cdot 10^{-3} \cdot l = 119,27 \cdot 10^{-6} + 1,607 \cdot 10^{-3} \cdot 1,2 = 0,00205 \text{ kgm}^2$$

Dabei ist der erste Anteil ein konstanter Wert, der zweite Anteil beinhaltet die Formel für das Trägheitsmoment eines Vollzylinders.

Beschleunigungsmoment und Verzögerungsmoment für Spindel+Kupplung:

$$M_{b\ sp+K} = M_{v\ sp+K} = (J_{sp} + J_K) \cdot \alpha_{b\ sp} = (0,00205 + 0,00039) \cdot 2073 = 5,06 \text{ Nm}$$

Auswahl des Motors

Durch Probieren (siehe Ermittlung der Motormomente) wird folgender Motor ausgewählt:

1FK6 042-6AF71, $n_n=3000 \text{ min}^{-1}$, $M_n(100)=2,6 \text{ Nm}$, $M_0(100)=3,2 \text{ Nm}$, $I_0(100)=2,7 \text{ A}$, $\eta_{\text{Motor}}=0,89$
 $J_{\text{Motor+Bremse}}=0,000368 \text{ kgm}^2$, $M_{\text{Motor zul}}=10,3 \text{ Nm}$

Drehzahl des Motors bei v_{max} :

$$n_{\text{Motor max}} = \frac{\omega_{\text{max Sp}} \cdot 60}{2\pi} = \frac{207,3 \cdot 60}{2\pi} = 1980 \text{ min}^{-1}$$

Ermittlung der Motormomente während der Konstantfahrt

Aufwärts:

$$M_{\text{Motor}} = F_H \cdot \frac{D}{2} \cdot \tan(\alpha_{\text{sw}} + \rho) = 1138 \cdot \frac{0,04}{2} \cdot \tan(0,07941 + 0,00416) = 1,91 \text{ Nm}$$

Abwärts:

$$M_{\text{Motor}} = F_H \cdot \frac{D}{2} \cdot \tan(\alpha_{\text{sw}} - \rho) = 1138 \cdot \frac{0,04}{2} \cdot \tan(0,07941 - 0,00416) = 1,72 \text{ Nm} \quad (\text{gen. Betr.})$$

Ermittlung der Motormomente beim Beschleunigen und Verzögern

Beschleunigungsmoment und Verzögerungsmoment für den Motor:

$$\begin{aligned} M_{b \text{ Motor}} = M_{v \text{ Motor}} &= J_{\text{Motor}} \cdot \alpha_{b \text{ Sp}} \\ &= 0,000368 \cdot 2073 = 0,763 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Aufwärts, Motormoment beim Beschleunigen:

$$\begin{aligned} M_{\text{Motor}} &= M_{b \text{ Motor}} + M_{b \text{ Sp+K}} + (F_b + F_H) \cdot \frac{D}{2} \cdot \tan(\alpha_{\text{sw}} + \rho) \\ &= 0,763 + 5,06 + (382,8 + 1138) \cdot \frac{0,04}{2} \cdot \tan(0,07941 + 0,00416) = 8,37 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Aufwärts, Motormoment beim Verzögern:

$$\begin{aligned}
 M_{Motor} &= -M_{v Motor} - M_{v Sp+K} + (-F_v + F_H)^{1)} \cdot \frac{D}{2} \cdot \tan(\alpha_{sw} + \rho \cdot VZ(...)) \\
 &= -0,763 - 5,06 + (-382,8 + 1138) \cdot \frac{0,04}{2} \cdot \tan(0,07941 + 0,00416) = -4,56 \text{ Nm} \quad (\text{gen. Betr.})
 \end{aligned}$$

Abwärts, Motormoment beim Beschleunigen:

$$\begin{aligned}
 M_{Motor} &= -M_{b Motor} - M_{b Sp+K} + (-F_b + F_H)^{1)} \cdot \frac{D}{2} \cdot \tan(\alpha_{sw} - \rho \cdot VZ(...)) \\
 &= -0,763 - 5,06 + (-382,8 + 1138) \cdot \frac{0,04}{2} \cdot \tan(0,07941 - 0,00416) = -4,68 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

Abwärts, Motormoment beim Verzögern:

$$\begin{aligned}
 M_{Motor} &= M_{v Motor} + M_{v Sp+K} + (F_v + F_H) \cdot \frac{D}{2} \cdot \tan(\alpha_{sw} - \rho) \\
 &= 0,763 + 5,06 + (382,8 + 1138) \cdot \frac{0,04}{2} \cdot \tan(0,07941 - 0,00416) = 8,12 \text{ Nm} \quad (\text{gen. Betr.})
 \end{aligned}$$

1) Bei negativem Vorzeichen des Klammerausdruckes ändert sich das Vorzeichen von ρ

Das größte Motormoment wird beim Beschleunigen aufwärts benötigt. Das größte Motormoment im generatorischen Betrieb wird beim Verzögern abwärts benötigt. Der gewählte Motor ist ausreichend bemessen, da er bei $n_{\max}=1980 \text{ min}^{-1}$ und 400 V Anschlußspannung bis zum zulässigen Motormoment $M_{Motor \text{ zul}}=10,3 \text{ Nm}$ überlastet werden kann.

Auswahl des Umrichters

Für das größte benötigte Motormoment gilt:

$$\frac{M_{Motor \text{ max}}}{M_{0(100)}} = \frac{8,37}{3,2} = 2,62$$

Aus der Drehmoment/Strom-Kennlinie erhält man dafür den Wert:

$$\frac{I_{Motor \text{ max}}}{I_{0(100)}} = 2,7 \quad \text{bzw.} \quad I_{Motor \text{ max}} = I_{0(100)} \cdot 2,7 = 2,7 \cdot 2,7 = 7,3 \text{ A}$$

Gewählter Umrichter:

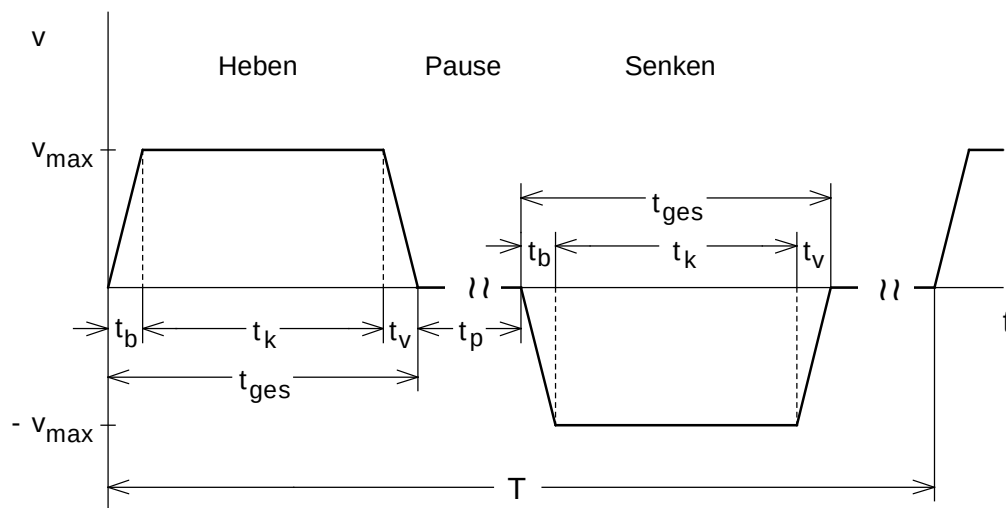
6SE7013-0EP50 (Kompakt Plus)

$P_{U n}=1,1 \text{ kW}$; $I_{U n}=3 \text{ A}$; $I_{U \max}=9 \text{ A}$ (3fache Überlastfähigkeit)

Berechnung der Bremsleistungen und der Bremsenergie

Der Bremswiderstand kommt während der Aufwärtsfahrt beim Verzögern und während der Abwärtsfahrt bei der Konstantfahrt und beim Verzögern zum Einsatz.

Geschwindigkeits-Zeit-Diagramm



Für die Fahrzeit ergibt sich:

$$t_{ges} = \frac{h_{max} + v_{max} \cdot t_b}{v_{max}} = \frac{0,651 + 0,33 \cdot 0,1}{0,33} = 2,07 \text{ s}$$

Zeit für die Fahrt mit konstanter Geschwindigkeit:

$$t_k = t_{ges} - 2 \cdot t_b = 2,07 - 2 \cdot 0,1 = 1,87 \text{ s}$$

Max. Bremsleistung für den Bremswiderstand während des Verzögerns von v_{max} auf 0:

$$\begin{aligned} P_{br W \max (v_{max} \rightarrow 0)} &= P_{br Motor \max (v_{max} \rightarrow 0)} \cdot \eta_{Motor} = \frac{M_{Motor v (v_{max} \rightarrow 0)} \cdot n_{Motor \max}}{9550} \cdot \eta_{Motor} \\ &= \frac{4,56 \cdot 1980}{9550} \cdot 0,89 = 0,84 \text{ kW} \end{aligned}$$

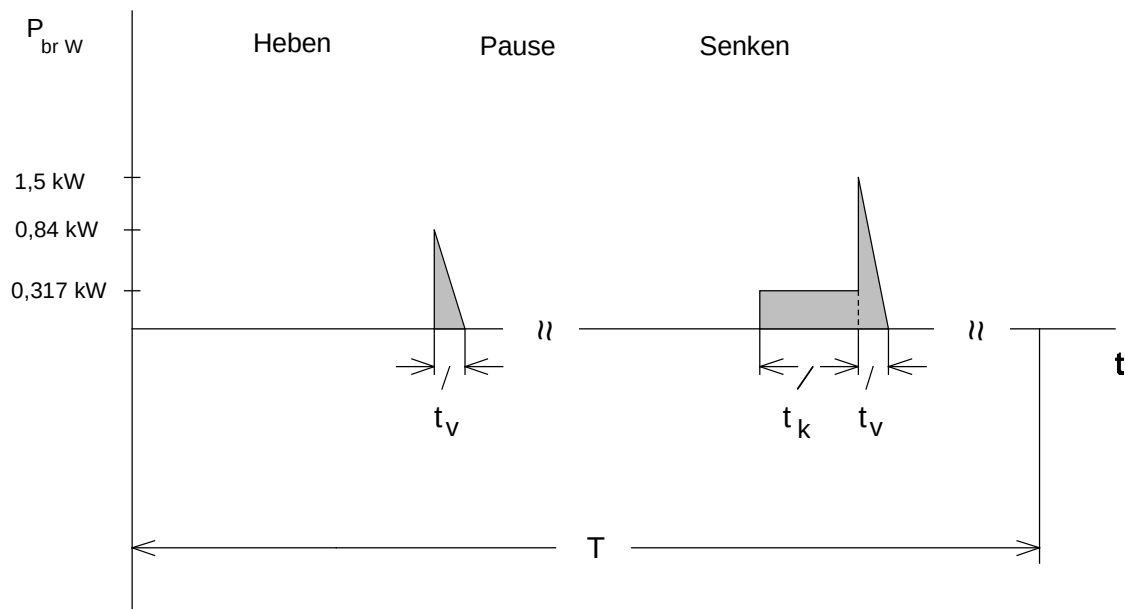
Max. Bremsleistung für den Bremswiderstand während des Verzögerns von $-v_{\max}$ auf 0:

$$\begin{aligned}
 P_{br\ W\ max\ (-v_{\max} \rightarrow 0)} &= P_{br\ Motor\ max\ (-v_{\max} \rightarrow 0)} \cdot \eta_{Motor} = \frac{M_{Motor\ v\ (-v_{\max} \rightarrow 0)} \cdot n_{Motor\ max}}{9550} \cdot \eta_{Motor} \\
 &= \frac{8,12 \cdot 1980}{9550} \cdot 0,89 = 1,5\ kW
 \end{aligned}$$

Bremsleistung für den Bremswiderstand während der Konstantfahrt abwärts:

$$\begin{aligned}
 P_{br\ W\ konst\ (v = -v_{\max})} &= P_{br\ Motor\ konst\ (v = -v_{\max})} \cdot \eta_{Motor} = \frac{M_{Motor\ v\ (v = -v_{\max})} \cdot n_{Motor\ max}}{9550} \cdot \eta_{Motor} \\
 &= \frac{1,72 \cdot 1980}{9550} \cdot 0,89 = 0,317\ kW
 \end{aligned}$$

Bremsdiagramm

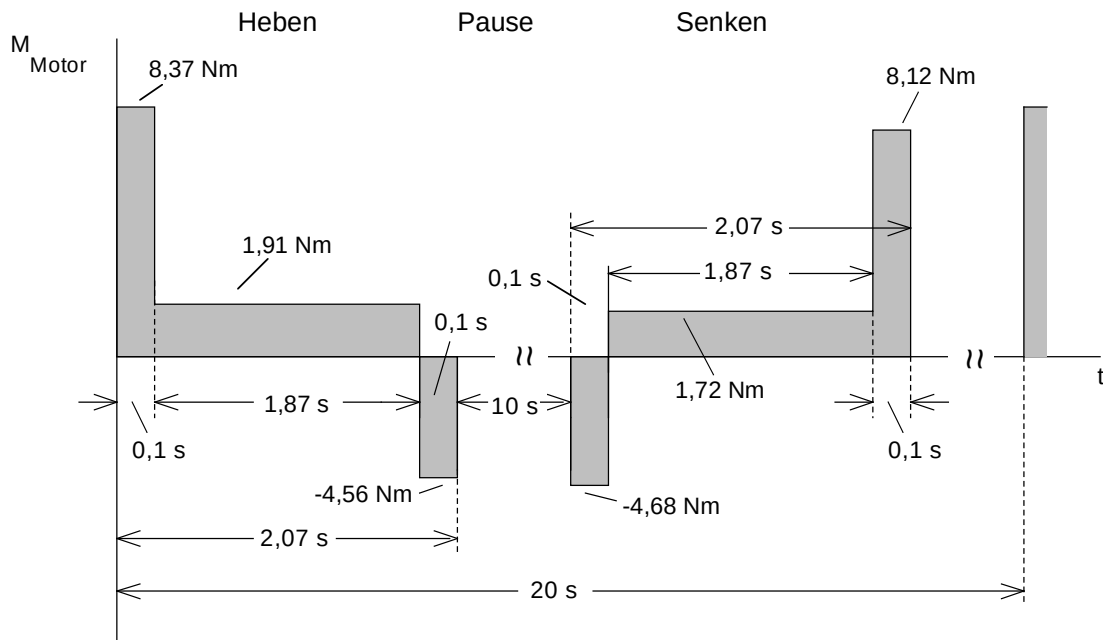


Bremsenergie für einen Zyklus (entspricht der Fläche im Bremsdiagramm):

$$\begin{aligned}
 W_{br} &= \frac{1}{2} \cdot P_{br\ W\ max\ (v_{\max} \rightarrow 0)} \cdot t_v + P_{br\ W\ konst\ (v = -v_{\max})} \cdot t_k + \frac{1}{2} \cdot P_{br\ W\ max\ (-v_{\max} \rightarrow 0)} \cdot t_v \\
 &= \frac{1}{2} \cdot 0,84 \cdot 0,1 + 0,317 \cdot 1,87 + \frac{1}{2} \cdot 1,5 \cdot 0,1 = 0,71\ kW s
 \end{aligned}$$

Thermische Überprüfung des Motors

Momentenverlauf



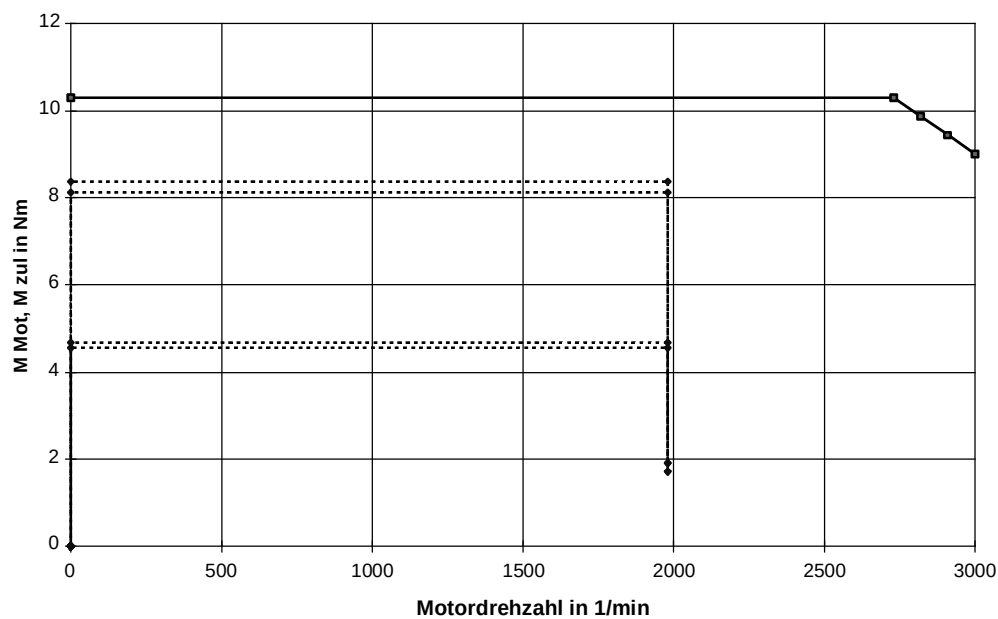
Aus dem Momentenverlauf ergibt sich das effektive Moment zu:

$$M_{\text{eff}} = \sqrt{\frac{8,37^2 \cdot 0,1 + 1,91^2 \cdot 1,87 + 4,56^2 \cdot 0,1 + 4,68^2 \cdot 0,1 + 1,72^2 \cdot 1,87 + 8,12^2 \cdot 0,1}{20}} = 1,23 \text{ Nm}$$

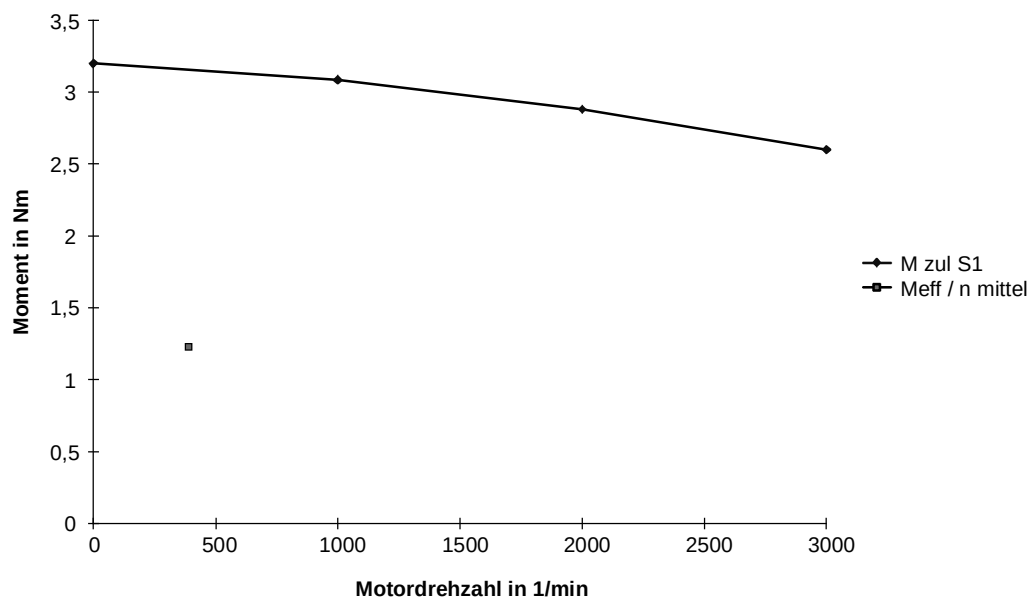
Die mittlere Drehzahl erhält man zu:

$$n_{\text{mittel}} = \frac{2 \cdot \left(\frac{n_{\text{Motor max}}}{2} \cdot t_b \cdot 2 + n_{\text{Motor max}} \cdot t_k \right)}{T} = \frac{2 \cdot \left(\frac{1980}{2} \cdot 0,1 \cdot 2 + 1980 \cdot 1,87 \right)}{20} = 390 \text{ min}^{-1}$$

Das berechnete effektive Moment liegt bei n_{mittel} unterhalb der S1-Kurve. Der Betrieb ist also thermisch zulässig.



Betrag des Motormomentes und dynamische Grenzkurve



Effektives Motormoment bei n_{mittel} und $M_{\text{zul S1}}$ -Kurve

Horizontalantrieb*Daten des Antriebs*

Zu verfahrenende Masse	m_{ges}	= 100 kg
Spindeldurchmesser	D	= 0,032 m
Spindelsteigung	h	= 0,01 m
Spindellänge	l	= 1 m
Spindelwirkungsgrad	η_{Sp}	= 0,95
Führungsreibung	w_F	= 0,02
Trägheitsmoment der Kupplung (lt. Hersteller)	J_K	= 0,0002 kgm ²
Max. Verfahrgeschwindigkeit	v_{max}	= 0,4 m/s
Beschleunigungszeit	t_b	= 0,16 s
Verzögerungszeit	t_v	= 0,16 s
Max. Fahrweg	s_{max}	= 0,427 m
Pausenzeit zwischen vorwärts und rückwärts	t_p	= 5 s
Taktzeit	T	= 20 s

Reibkraft, Beschleunigungskraft:

$$F_R = m_{\text{ges}} \cdot g \cdot w_F = 100 \cdot 9,81 \cdot 0,02 = 19,62 \text{ N}$$

$$F_b = F_v = m_{\text{ges}} \cdot a = m_{\text{ges}} \cdot \frac{v_{\text{max}}}{t_b} = 100 \cdot \frac{0,4}{0,16} = 250 \text{ N}$$

Steigungswinkel der Spindel:

$$\alpha_{\text{sw}} = \arctan \frac{h}{\pi \cdot D} = \arctan \frac{0,01}{\pi \cdot 0,032} = 0,09915 \text{ rad}$$

Reibwinkel der Spindel:

$$\rho = \arctan \frac{h}{\pi \cdot D \cdot \eta_{\text{Sp}}} - \alpha_{\text{sw}} = \arctan \frac{0,01}{\pi \cdot 0,032 \cdot 0,95} - 0,09915 = 0,00518 \text{ rad}$$

Ermittlung der Momente für Spindel und Kupplung beim Beschleunigen und Verzögern

Winkelgeschwindigkeit der Spindel bei v_{max} :

$$\omega_{\text{max Sp}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot v_{\text{max}}}{h} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 0,4}{0,01} = 251,3 \text{ s}^{-1}$$

Winkelbeschleunigung der Spindel:

$$\alpha_{b\,Sp} = \frac{\omega_{\max\,Sp}}{t_b} = \frac{251,3}{0,16} = 1571\,s^{-2}$$

Lt. Hersteller berechnet sich das Trägheitsmoment der Spindel 32x10 zu:

$$J_{Sp} = 33,573 \cdot 10^{-6} + 0,712 \cdot 10^{-3} \cdot l = 33,573 \cdot 10^{-6} + 0,712 \cdot 10^{-3} \cdot 1 = 0,000746\,kgm^2$$

Dabei ist der erste Anteil ein konstanter Wert, der zweite Anteil beinhaltet die Formel für das Trägheitsmoment eines Vollzylinders.

Beschleunigungsmoment und Verzögerungsmoment für Spindel+Kupplung:

$$M_{b\,Sp+K} = M_{v\,Sp+K} = (J_{Sp} + J_K) \cdot \alpha_{b\,Sp} = (0,000746 + 0,0002) \cdot 1571 = 1,49\,Nm$$

Auswahl des Motors

Durch Probieren (siehe Ermittlung der Motormomente) wird folgender Motor ausgewählt:

$$1FK6\,042-6AF71, n_n=3000\,min^{-1}, M_n(100)=2,6\,Nm, M_0(100)=3,2\,Nm, I_0(100)=2,7\,A, \eta_{Motor}=0,89$$

$$J_{Motor+Bremse}=0,000368\,kgm^2, M_{Motor\,zul}=10,3\,Nm$$

Drehzahl des Motors bei $v_{\max}$:

$$n_{Motor\,max} = \frac{\omega_{\max\,Sp} \cdot 60}{2\pi} = \frac{251,3 \cdot 60}{2\pi} = 2400\,min^{-1}$$

Ermittlung der Motormomente während der Konstantfahrt

$$M_{Motor} = F_R \cdot \frac{D}{2} \cdot \tan(\alpha_{sw} + \rho) = 19,62 \cdot \frac{0,032}{2} \cdot \tan(0,09915 + 0,00518) = 0,0329\,Nm$$

Ermittlung der Motormomente beim Beschleunigen und Verzögern

Beschleunigungsmoment und Verzögerungsmoment für den Motor:

$$M_{b\,Motor} = M_{v\,Motor} = J_{Motor} \cdot \alpha_{b\,Sp}$$

$$= 0,000368 \cdot 1571 = 0,578\,Nm$$

Motormoment beim Beschleunigen:

$$\begin{aligned}
 M_{Motor} &= M_{b\ Motor} + M_{b\ Sp+K} + (F_b + F_R) \cdot \frac{D}{2} \cdot \tan(\alpha_{SW} + \rho) \\
 &= 0,578 + 1,49 + (250 + 19,62) \cdot \frac{0,032}{2} \cdot \tan(0,09915 + 0,00518) = 2,52\ Nm
 \end{aligned}$$

Motormoment beim Verzögern:

$$\begin{aligned}
 M_{Motor} &= -M_{v\ Motor} - M_{v\ Sp+K} + (-F_v + F_R)^{1)} \cdot \frac{D}{2} \cdot \tan(\alpha_{SW} + \rho \cdot VZ(...)) \\
 &= -0,578 - 1,49 + (-250 + 19,62) \cdot \frac{0,032}{2} \cdot \tan(0,09915 - 0,00518) = -2,42\ Nm \quad (\text{gen. Betr.})
 \end{aligned}$$

1) Bei negativem Vorzeichen des Klammerausdruckes ändert sich das Vorzeichen von ρ

Das größte Motormoment wird beim Beschleunigen benötigt. Das größte Motormoment im generatorischen Betrieb wird beim Verzögern benötigt. Der gewählte Motor ist ausreichend bemessen, da er bei $n_{\max}=2400\ \text{min}^{-1}$ und 400 V Anschlußspannung bis zum zulässigen Motormoment $M_{\text{Mot zul}}=10,3\ \text{Nm}$ überlastet werden kann.

Auswahl des Wechselrichters

Für das größte benötigte Motormoment gilt:

$$\frac{M_{Motor\ max}}{M_{0(100)}} = \frac{2,52}{3,2} = 0,788$$

Aus der Drehmoment/Strom-Kennlinie erhält man dafür den Wert:

$$\frac{I_{Motor\ max}}{I_{0(100)}} = 0,788 \quad (\text{noch keine Sättigung})$$

bzw.

$$I_{Motor\ max} = I_{0(100)} \cdot 0,788 = 2,7 \cdot 0,788 = 2,13\ A$$

Gewählter Wechselrichter:

6SE7012-0TP50 (Kompakt Plus)

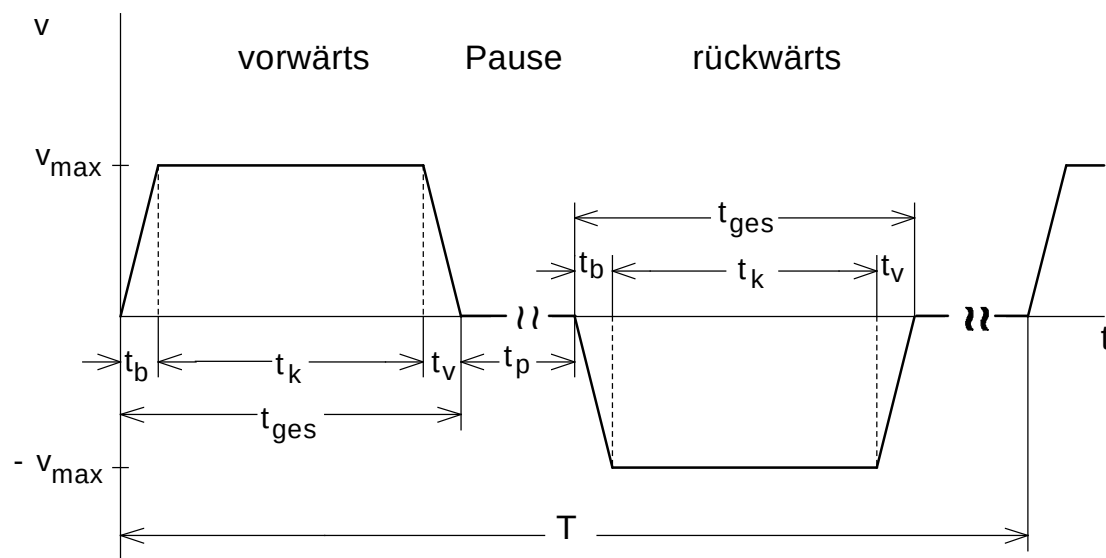
$P_{UN}=0,75\ \text{kW}$; $I_{UN}=2\ \text{A}$; $I_{U\ max}=6\ \text{A}$ (3fache Überlastfähigkeit)

Dieser Wechselrichter wird an den vorher ausgewählten Umrichter für den Horizontalantrieb angeschlossen (2Achs-Betrieb)

Berechnung der Bremsleistungen und der Bremsenergie

Der Bremswiderstand kommt jeweils beim Verzögern zum Einsatz.

Geschwindigkeits-Zeit-Diagramm



Für die Fahrzeit ergibt sich:

$$t_{ges} = \frac{s_{max} + v_{max} \cdot t_b}{v_{max}} = \frac{0,427 + 0,4 \cdot 0,16}{0,4} = 1,23 \text{ s}$$

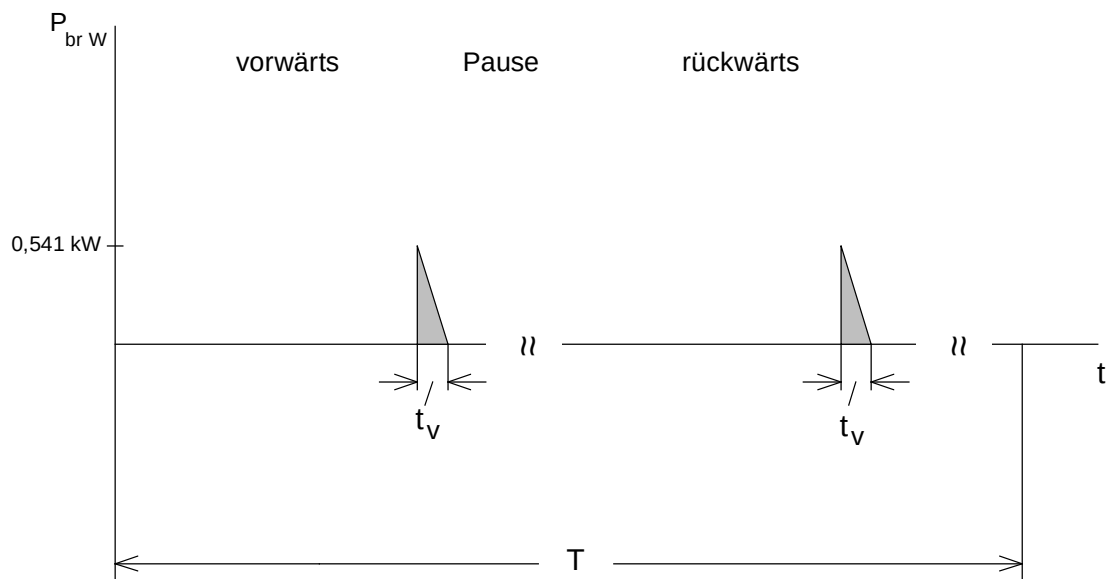
Zeit für die Fahrt mit konstanter Geschwindigkeit:

$$t_k = t_{ges} - 2 \cdot t_b = 1,23 - 2 \cdot 0,16 = 0,91 \text{ s}$$

Max. Bremsleistung für den Bremswiderstand während des Verzögerns von v_{max} auf 0:

$$\begin{aligned} P_{br \text{ w max } (v_{max} \rightarrow 0)} &= P_{br \text{ Motor max } (v_{max} \rightarrow 0)} \cdot \eta_{Motor} = \frac{M_{Motor \text{ v } (v_{max} \rightarrow 0)} \cdot n_{Motor \text{ max}}}{9550} \cdot \eta_{Motor} \\ &= \frac{2,42 \cdot 2400}{9550} \cdot 0,89 = 0,541 \text{ kW} \end{aligned}$$

Bremsdiagramm

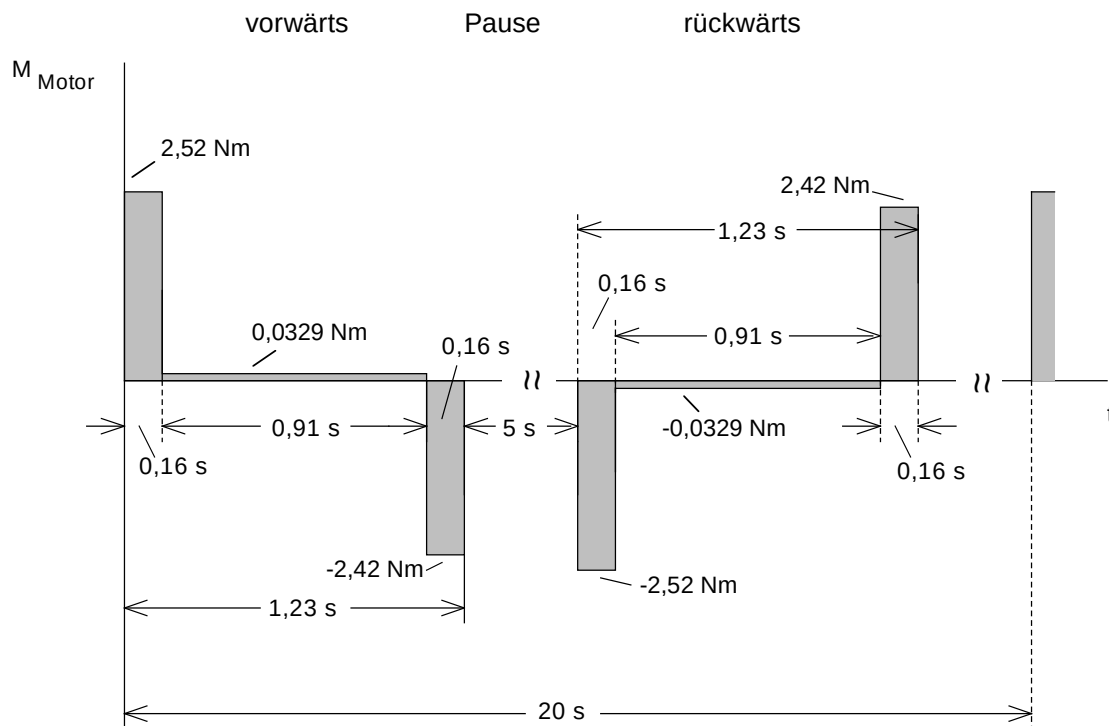


Bremsenergie für einen Zyklus (entspricht der Fläche im Bremsdiagramm):

$$\begin{aligned}
 W_{br} &= 2 \cdot \frac{1}{2} \cdot P_{br\ W\ max\ (v_{max} \rightarrow 0)} \cdot t_v \\
 &= 2 \cdot \frac{1}{2} \cdot 0,541 \cdot 0,16 = 0,087\ kW s
 \end{aligned}$$

Thermische Überprüfung des Motors

Momentenverlauf



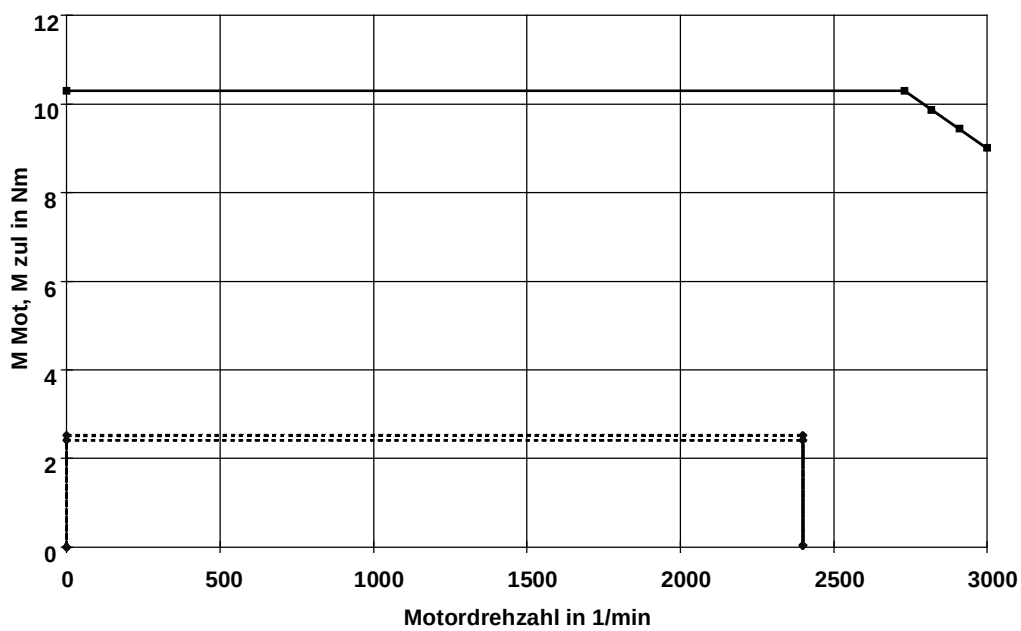
Aus dem Momentenverlauf ergibt sich das effektive Moment zu:

$$M_{eff} = \sqrt{\frac{2 \cdot (2,32^2 \cdot 0,16 + 0,0329^2 \cdot 0,91 + 2,42^2 \cdot 0,16)}{20}} = 0,442 \text{ Nm}$$

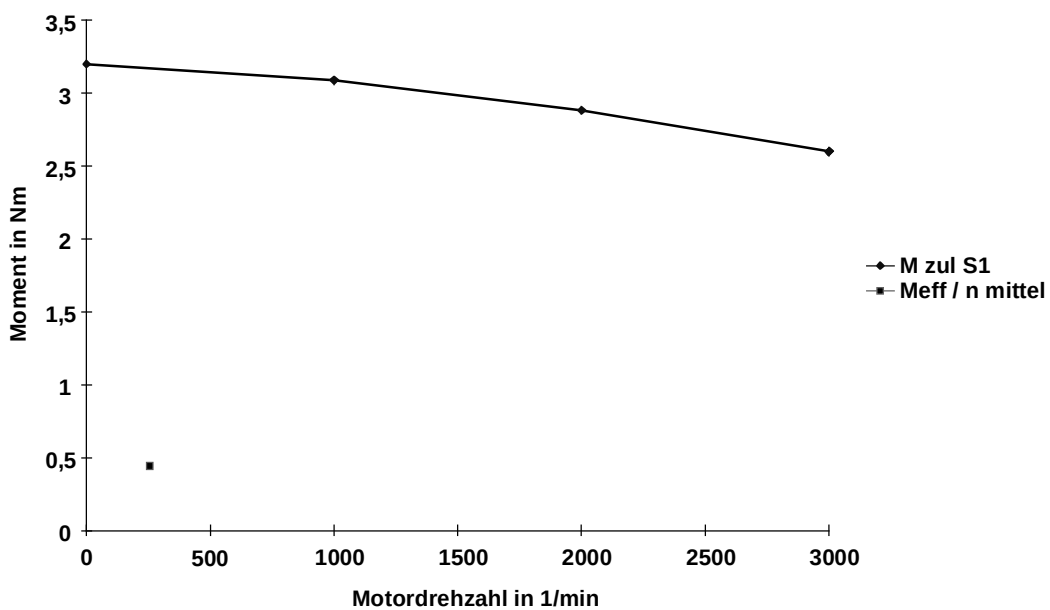
Die mittlere Drehzahl erhält man zu:

$$n_{mittel} = \frac{2 \cdot \left(\frac{n_{Motor \max}}{2} \cdot t_b \cdot 2 + n_{Motor \max} \cdot t_k \right)}{T} = \frac{2 \cdot \left(\frac{2400}{2} \cdot 0,16 \cdot 2 + 2400 \cdot 0,91 \right)}{20} = 257 \text{ min}^{-1}$$

Das berechnete effektive Moment liegt bei n_{mittel} unterhalb der S1-Kurve. Der Betrieb ist also thermisch zulässig.



Betrag des Motormomentes und dynamische Grenzkurve



Effektives Motormoment bei n_{mittel} und $M_{\text{zul S1}}$ -Kurve

Auslegung des Bremswiderstandes

Für die Auslegung des gemeinsamen Bremswiderstandes wird angenommen, daß die max. Bremsleistung der beiden Antriebe gleichzeitig auftreten kann. Damit ist:

$$P_{br\ W\ max\ ges} = P_{br\ W\ max1} + P_{br\ W\ max2} = 1,5 + 0,541 = 2,041\ kW \leq 1,5 \cdot P_{20}$$

Für den Bremswiderstand muß außerdem gelten:

$$\frac{W_{br1} + W_{br2}}{T} = \frac{0,71 + 0,087}{20} = 0,0399 \leq P_{br\ Dauer}$$

Mit

$$P_{br\ Dauer} = \frac{P_{20}}{4,5} \quad (\text{bei Kompakt Plus nur externer Bremswiderstand})$$

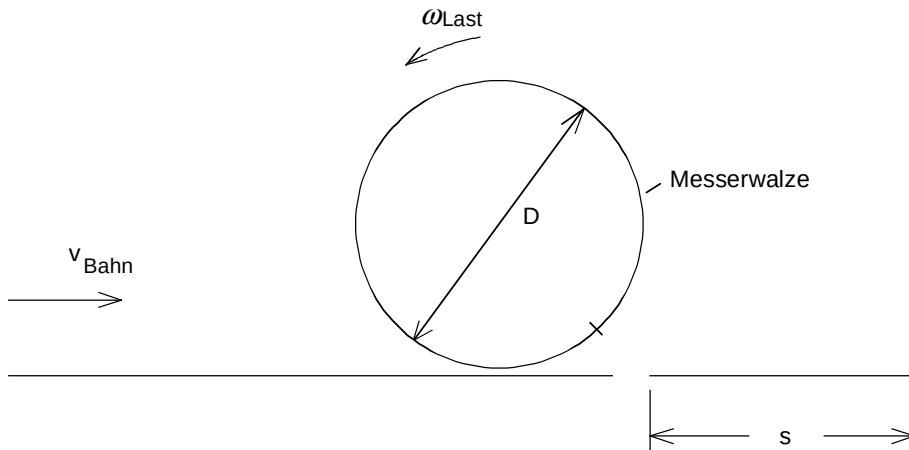
erhält man

$$4,5 \cdot 0,0399 = 0,18\ kW \leq P_{20}$$

Gewählt wird daher der kleinste Bremswiderstand mit $P_{20} = 5\ kW$ (6SE7018-0ES87-2DC0).

3.10 Querschneiderantrieb

Es handelt sich um einen Querschneiderantrieb mit einer direkt angetriebenen Messerwalze. Es soll ein Servoantrieb eingesetzt werden.



Daten des Antriebs

Durchmesser der Walze	D	= 150 mm
Masse der Walze	m_W	= 1 kg
Bahngeschwindigkeit	v_{Bahn}	= 100 m/min
Schnittlänge	s	= 250 mm

Aus der Bahngeschwindigkeit berechnet sich die Vorschubzeit für die Schnittlänge von 250 mm zu:

$$t_s = \frac{s}{v_{\text{Bahn}}} = \frac{250 \text{ mm}}{100 \text{ m / min}} = \frac{0,25 \cdot 60}{100} = 0,15 \text{ s}$$

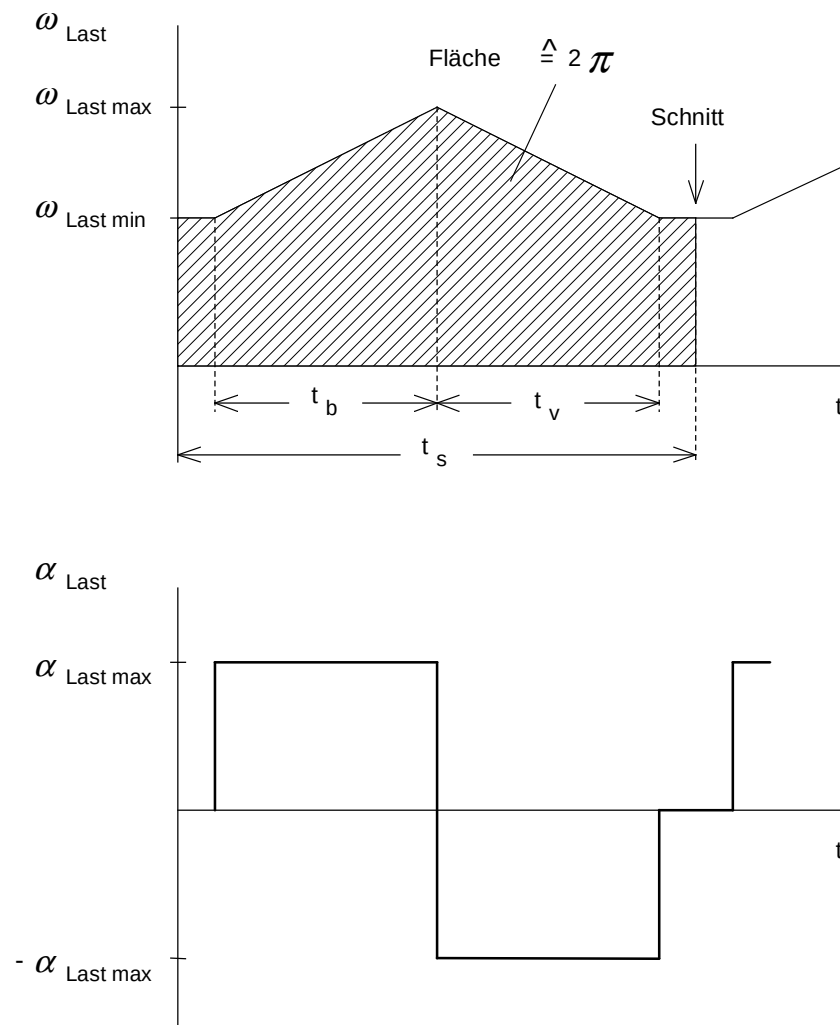
Beim Schnitt muß die Messerwalze mit einer Umfangsgeschwindigkeit entsprechend der Bahngeschwindigkeit laufen. Würde diese Geschwindigkeit beibehalten, so ergäbe sich eine Vorschubzeit pro Schnitt von:

$$t'_s = \frac{D \cdot \pi}{v_{\text{Bahn}}} = \frac{150 \text{ mm} \cdot \pi}{100 \text{ m / min}} = \frac{0,15 \cdot \pi \cdot 60}{100} = 0,283 \text{ s}$$

Nach jedem Schnitt muß die Messerwalze also zum Aufholen beschleunigt und anschließend wieder auf eine Umfangsgeschwindigkeit gleich der Vorschubgeschwindigkeit verzögert werden. Dies soll zeitoptimal erfolgen, d.h. es wird ein Dreiecksanlauf mit

$$t_b = t_v = \frac{t_s}{2} - 10 \text{ ms} = \frac{150 \text{ ms}}{2} - 10 \text{ ms} = 65 \text{ ms}$$

angesetzt. Der Abzug von 10 ms wird hier für Totzeiten und Reglerberuhigung angesetzt.



Die minimale Winkelgeschwindigkeit der Messerwalze ergibt sich aus der Bahngeschwindigkeit zu:

$$\omega_{\text{Last min}} = v_{\text{Bahn}} \cdot \frac{2}{D} = 100 \text{ m/min} \cdot \frac{2}{150 \text{ mm}} = \frac{100}{60} \cdot \frac{2}{0,15} = 22,22 \text{ s}^{-1}$$

Die maximale Winkelgeschwindigkeit erhält man über den zurückgelegten Winkel der Messerwalze pro Umdrehung. Dieser Winkel entspricht 2π . Damit ist:

$$2\pi = \omega_{Last\ min} \cdot t_s + \frac{\omega_{Last\ max} - \omega_{Last\ min}}{2} \cdot (t_b + t_v) \quad (\text{entspricht Fläche unter der } \omega_{Last}\text{-Kurve})$$

bzw.

$$\omega_{Last\ max} = \omega_{Last\ min} + \frac{2}{t_b + t_v} \cdot (2\pi - \omega_{Last\ min} \cdot t_s) = 22,22 + \frac{2}{0,13} \cdot (2\pi - 22,22 \cdot 0,15) = 67,6\ s^{-1}$$

Die maximale Winkelbeschleunigung der Messerwalze ergibt sich zu:

$$\alpha_{Last\ max} = \frac{\omega_{Last\ max} - \omega_{Last\ min}}{t_b} = \frac{67,6 - 22,22}{0,065} = 698,2\ s^{-2}$$

Die maximale Drehzahl der Messerwalze ist:

$$n_{Last\ max} = \frac{\omega_{Last\ max} \cdot 60}{2\pi} = \frac{67,6 \cdot 60}{2\pi} = 645,6\ min^{-1}$$

Ermittlung der Lastmomente beim Beschleunigen und Verzögern

Trägheitsmoment der Last:

$$J_{Last} = \frac{1}{2} \cdot m_w \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2 = \frac{1}{2} \cdot 1 \cdot \left(\frac{0,15}{2}\right)^2 = 0,00281\ kgm^2$$

Da die Beschleunigung gleich der Verzögerung ist gilt für die Lastmomente:

$$M_{b\ Last} = M_{v\ Last} = J_{Last} \cdot \alpha_{Last\ max} = 0,00281 \cdot 698,2 = 1,96\ Nm$$

Auswahl des Motors

Durch Probieren (siehe Ermittlung der Motormomente) wird folgender Motor ausgewählt:

$$1FT6\ 061-6AC7, \eta_n=2000\ min^{-1}, J_{Motor}=0,0006\ kgm^2$$

$$M_n(100)=3,7\ Nm, M_0(100)=4\ Nm, I_0(100)=2\ A, \eta_{Motor}=0,82$$

Ermittlung der Motormomente beim Beschleunigen und Verzögern

Beschleunigungsmoment und Verzögerungsmoment für den Motor:

$$M_{b\,Motor} = M_{v\,Motor} = J_{Motor} \cdot \alpha_{Last\,max} = 0,0006 \cdot 698,2 = 0,42\,Nm$$

Motormoment beim Beschleunigen:

$$\begin{aligned} M_{Motor} &= M_{b\,Motor} + M_{b\,Last} \\ &= 0,42 + 1,96 = 2,38\,Nm \end{aligned}$$

Motormoment beim Verzögern:

$$\begin{aligned} M_{Motor} &= -M_{v\,Motor} - M_{v\,Last} \\ &= -0,42 - 1,96 = -2,38\,Nm \end{aligned} \quad (\text{generatorischer Betrieb})$$

Das größte Motormoment wird beim Beschleunigen bzw. beim Verzögern benötigt. Der gewählte Motor ist ausreichend bemessen, da er bei $n_{max}=645,6\,min^{-1}$ und 400 V Anschlußspannung ausreichend Reserven hat. Das Trägheitsmoment der Kupplung wurde vernachlässigt. Auch wurden keine Reibungskräfte berücksichtigt.

Auswahl des Umrichters

Für das größte benötigte Motormoment gilt:

$$\frac{M_{Motor\,max}}{M_{0(100)}} = \frac{2,38}{4} = 0,6$$

Aus der Drehmoment/Strom-Kennlinie erhält man dafür den Wert:

$$\frac{I_{Motor\,max}}{I_{0(100)}} = 0,6$$

bzw.

$$I_{Motor\,max} = I_{0(100)} \cdot 0,6 = 2 \cdot 0,6 = 1,2\,A$$

Gewählter Umrichter:

6SE7011-5EP50 (Kompakt Plus)

$P_{U\,n}=0,55\,kW$; $I_{U\,n}=1,5\,A$, $I_{U\,max}=2,4\,A$ (1,6fache Überlastfähigkeit)

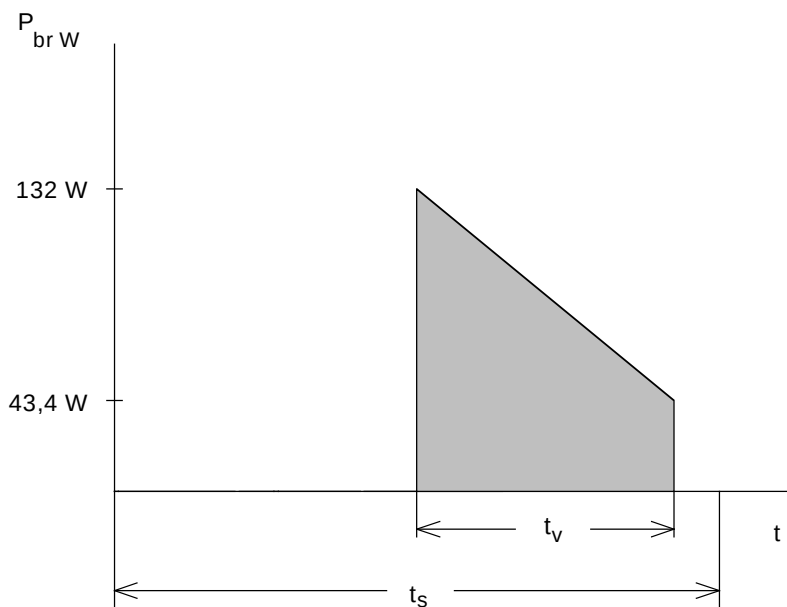
Auslegung des Bremswiderstandes

Max. Bremsleistung für den Bremswiderstand während des Verzögerns von $\omega_{Last\ max}$ auf $\omega_{Last\ min}$:

$$\begin{aligned} P_{br\ W\ max} &= M_{Motor\ v} \cdot \omega_{Last\ max} \cdot \eta_{Motor} \\ &= 2,38 \cdot 67,6 \cdot 0,82 = 132\ W \end{aligned}$$

Bremsleistung für den Bremswiderstand bei $\omega_{Last\ min}$:

$$\begin{aligned} P_{br\ W\ (\omega_{Last\ min})} &= M_{Motor\ v} \cdot \omega_{Last\ min} \cdot \eta_{Motor} \\ &= 2,38 \cdot 22,22 \cdot 0,82 = 43,4\ W \end{aligned}$$

Bremsdiagramm

Bremsenergie für einen Zyklus (entspricht der Fläche im Bremsdiagramm):

$$\begin{aligned} W_{br} &= \frac{P_{br\ W\ max} + P_{br\ W\ (\omega_{Last\ min})}}{2} \cdot t_v \\ &= \frac{132 + 43,4}{2} \cdot 0,065 = 5,7\ Ws \end{aligned}$$

Für den Bremswiderstand muß gelten:

$$\frac{W_{br}}{t_s} = \frac{0,0057}{0,15} = 0,038 \text{ kW} \leq P_{br \text{ Dauer}}$$

Mit

$$P_{br \text{ Dauer}} = \frac{P_{20}}{4,5} \quad (\text{bei Kompakt Plus nur externer Bremswiderstand})$$

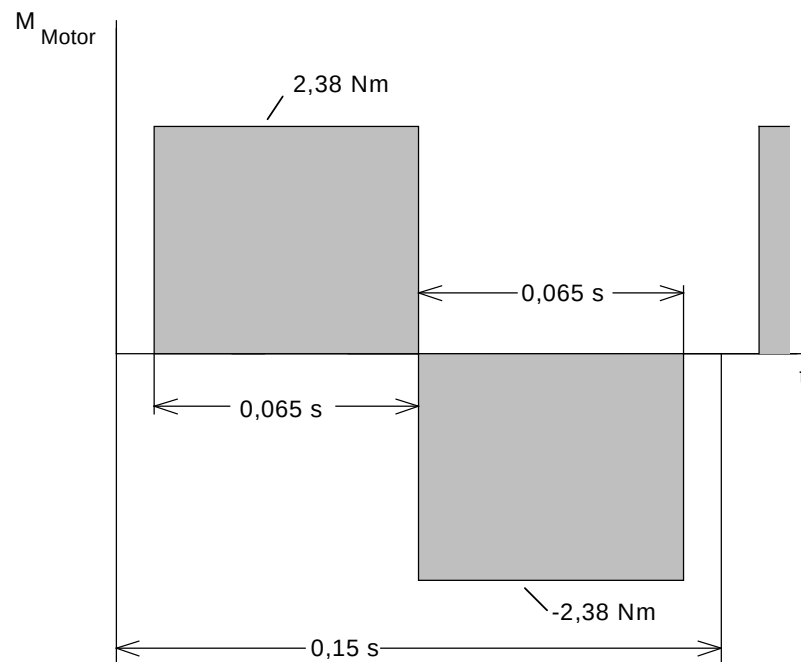
erhält man

$$4,5 \cdot 0,038 = 0,171 \text{ kW} \leq P_{20}$$

Gewählt wird daher der kleinste Bremswiderstand mit $P_{20} = 5 \text{ kW}$ (6SE7018-0ES87-2DC0).

Thermische Überprüfung des Motors

Momentenverlauf



Aus dem Momentenverlauf ergibt sich das effektive Moment zu:

$$M_{\text{eff}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 2,38^2 \cdot 0,065}{0,15}} = 2,22 \text{ Nm}$$

Mit

$$n_{Last\ min} = \frac{\omega_{Last\ min} \cdot 60}{2 \cdot \pi} = \frac{22,22 \cdot 60}{2 \cdot \pi} = 212,2\ min^{-1}$$

erhält man die mittlere Motordrehzahl zu:

$$n_{mittel} = \frac{n_{Last\ min} \cdot (t_s - 2 \cdot t_b) + \frac{n_{Last\ min} + n_{Last\ max}}{2} \cdot 2 \cdot t_b}{t_s}$$

$$= \frac{212,2 \cdot (0,15 - 2 \cdot 0,065) + (212,2 + 645,6) \cdot 0,065}{0,15} = 400\ min^{-1}$$

Das berechnete effektive Moment liegt bei n_{mittel} unterhalb der S1-Kurve. Der Betrieb ist also thermisch zulässig.

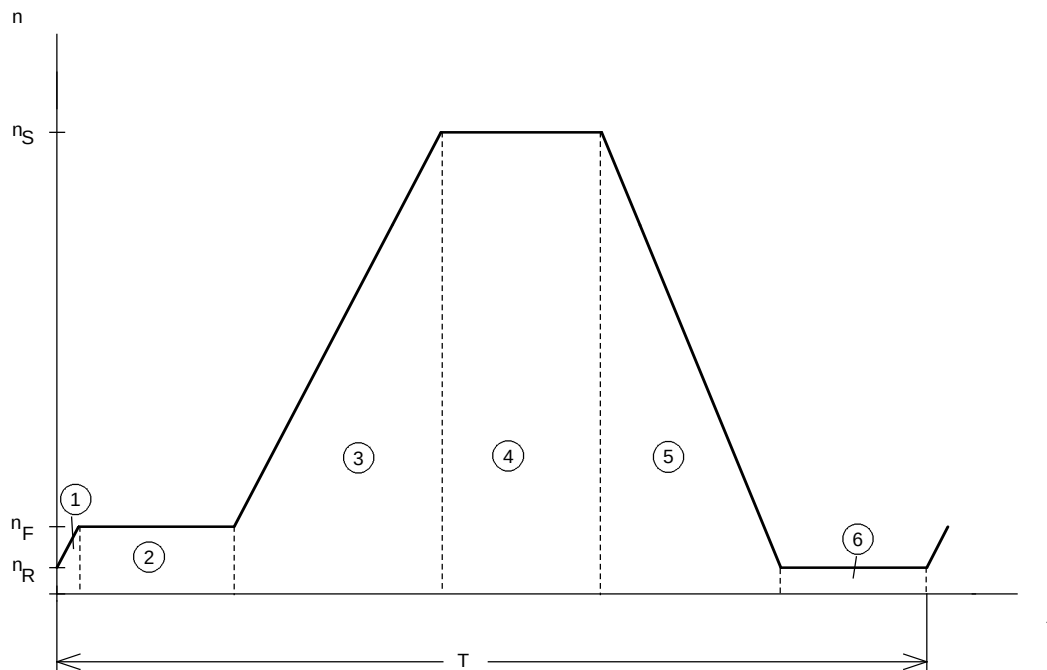
3.11 Zentrifugenantrieb

Es handelt sich um einen Zentrifugenantrieb mit vorgegebenem Lastspiel. Es soll ein 6poliger 250 kW-Asynchronmotor (fremdbelüftet) eingesetzt werden.

Daten des Antriebs

Trägheitsmoment der leeren Trommel	J_L	= 565 kgm ²
Trägheitsmoment der vollen Trommel	J_V	= 1165 kgm ²
Trägheitsmoment der entwässerten Trommel	J_E	= 945 kgm ²
Fülldrehzahl	n_F	= 180 min ⁻¹
Schleuderdrehzahl	n_S	= 1240 min ⁻¹
Räumdrehzahl	n_R	= 70 min ⁻¹
Zeit für Füllen	t_F	= 34 s
Zeit für Schleudern	t_S	= 35 s
Zeit für Räumen	t_R	= 31,83 s
Beschleunigungszeit von n_F auf n_S	t_{bS}	= 45 s
Bremszeit von n_S auf n_R	t_v	= 39 s
Räummoment	M_R	= 500 Nm
Reibmoment	M_{Reib}	= 120 Nm
Motornennleistung	P_n	= 250 kW
Motornennstrom	I_n	= 430 A
Motornennmoment	M_n	= 2410 Nm
Motorenndrehzahl	n_n	= 989 min ⁻¹
Motorwirkungsgrad	η_{Motor}	= 0,96
Motorträgheitsmoment	J_{Motor}	= 7,3 kgm ²

Geforderter Drehzahlverlauf für einen Zyklus



Bereich 1:	Beschleunigen von Räum- auf Fülldrehzahl	$\Delta t_1 = t_{bF}$
Bereich 2:	Füllen bei Fülldrehzahl	$\Delta t_2 = t_F$
Bereich 3:	Beschleunigen von Füll- auf Schleuderdrehzahl	$\Delta t_3 = t_{bS}$
Bereich 4:	Schleudern bei Schleuderdrehzahl	$\Delta t_4 = t_S$
Bereich 5:	Bremsen von Schleuder- auf Räumdrehzahl	$\Delta t_5 = t_v$
Bereich 6:	Räumen bei Räumdrehzahl	$\Delta t_6 = t_R$

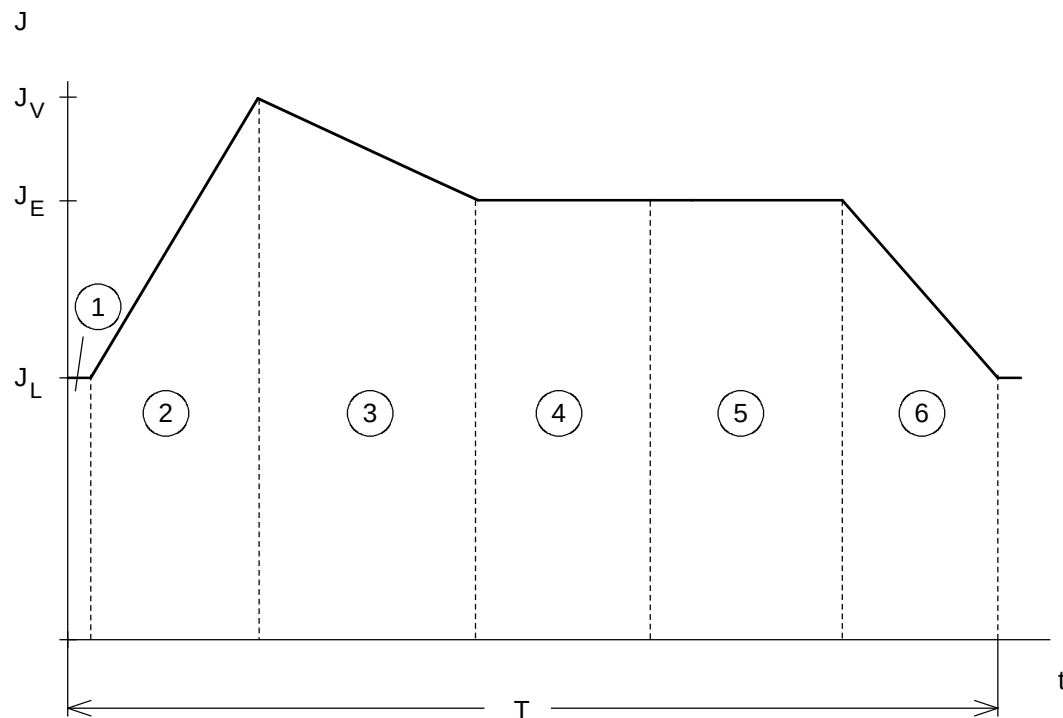
Die Zeiten t_F , t_{bS} , t_S , t_v und t_R sind gegeben. Die Beschleunigung von n_R auf n_F soll mit dem gleichen Drehzahlanstieg erfolgen wie die Beschleunigung auf Schleuderdrehzahl. Damit ergibt sich für t_{bF} :

$$t_{bF} = t_{bS} \cdot \frac{n_F - n_R}{n_S - n_F} = 45 \cdot \frac{180 - 70}{1240 - 180} = 4,67 \text{ s}$$

Für die Zykluszeit erhält man:

$$T = t_{bF} + t_F + t_{bS} + t_S + t_v + t_R = 4,67 + 34 + 45 + 35 + 39 + 31,83 = 189,5 \text{ s}$$

Es wird ein linearer Anstieg bzw. Abfall des Trägheitsmomentes während der Füllphase (Bereich 2), der Beschleunigungsphase auf Schleuderdrehzahl (Bereich 3) und der Räumphase (Bereich 6) angenommen. Damit ergibt sich der folgende Verlauf des Trägheitsmomentes für einen Zyklus.



Bei veränderlicher Drehzahl und veränderlichem Trägheitsmoment gilt allgemein für das Antriebsmoment:

$$M = J \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{dn}{dt} + \frac{\pi \cdot n}{60} \cdot \frac{dJ}{dt} \quad [\text{Nm}]$$

J in kgm^2 , n in min^{-1}

Mit den linearen Verläufen der Kurven $n(t)$ und $J(t)$ erhält man für die Ableitungen in einem Intervall:

$$\frac{dn}{dt} = \frac{\Delta n}{\Delta t}$$

$$\frac{dJ}{dt} = \frac{\Delta J}{\Delta t}$$

Ermittlung der Motormomente

Es werden die Motormomente in jedem Bereich jeweils zu Beginn (Index 0) und Ende (Index 1) berechnet. der Verlauf dazwischen ist linear.

Bereich 1, Beschleunigen von Räum- auf Füll Drehzahl ($\Delta n \neq 0$, $\Delta J = 0$)

$$\begin{aligned} M_{Motor\ 10} = M_{Motor\ 11} &= (J_L + J_{Motor}) \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{n_F - n_R}{t_{bF}} + M_{Reib} \\ &= (565 + 7,3) \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{180 - 70}{4,67} + 120 = 1532 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Bereich 2, Füllen bei Füll Drehzahl ($\Delta n = 0$, $\Delta J \neq 0$)

$$\begin{aligned} M_{Motor\ 20} = M_{Motor\ 21} &= \frac{\pi \cdot n_F}{60} \cdot \frac{J_V - J_L}{t_F} + M_{Reib} \\ &= \frac{\pi \cdot 180}{60} \cdot \frac{1165 - 565}{34} + 120 = 286 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Bereich 3, Beschleunigen von Füll- auf Schleuderdrehzahl ($\Delta n \neq 0$, $\Delta J \neq 0$)

$$\begin{aligned} M_{Motor\ 30} &= (J_V + J_{Motor}) \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{n_S - n_F}{t_{bS}} + \frac{\pi \cdot n_F}{60} \cdot \frac{J_E - J_V}{t_{bS}} + M_{Reib} \\ &= (1165 + 7,3) \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{1240 - 180}{45} + \frac{\pi \cdot 180}{60} \cdot \frac{945 - 1165}{45} + 120 = 2966 \text{ Nm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{Motor\ 31} &= (J_E + J_{Motor}) \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{n_S - n_F}{t_{bS}} + \frac{\pi \cdot n_S}{60} \cdot \frac{J_E - J_V}{t_{bS}} + M_{Reib} \\ &= (945 + 7,3) \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{1240 - 180}{45} + \frac{\pi \cdot 1240}{60} \cdot \frac{945 - 1165}{45} + 120 = 2152 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Bereich 4, Schleudern bei Schleuderdrehzahl ($\Delta n = 0$, $\Delta J = 0$)

$$M_{Motor\ 40} = M_{Motor\ 41} = M_{Reib} = 120 \text{ Nm}$$

Bereich 5, Bremsen von Schleuder- auf Räum Drehzahl ($\Delta n \neq 0$, $\Delta J = 0$)

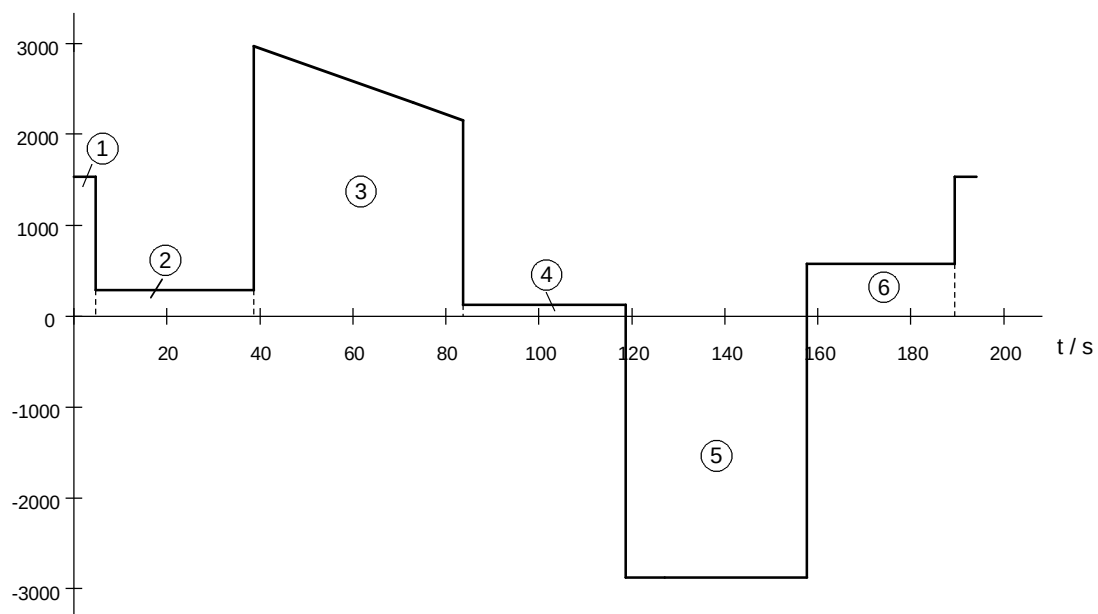
$$\begin{aligned} M_{Motor\ 50} = M_{Motor\ 51} &= (J_E + J_{Motor}) \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{n_R - n_S}{t_v} + M_{Reib} \\ &= (945 + 7,3) \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{70 - 1240}{39} + 120 = -2872 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Bereich 6, Räumen bei Räumdrehzahl ($\Delta n=0$, $\Delta J \neq 0$)

$$\begin{aligned}
 M_{Motor\ 60} = M_{Motor\ 61} &= \frac{\pi \cdot n_R}{60} \cdot \frac{J_L - J_E}{t_R} + M_{Reib} + M_R \\
 &= \frac{\pi \cdot 70}{60} \cdot \frac{565 - 945}{31,83} + 120 + 500 = 576\ Nm
 \end{aligned}$$

Momentenverlauf für einen Zyklus

M_{Motor} / Nm



Thermische Überprüfung des Motors

Ab Nenndrehzahl geht der Motor in den Feldschwächbereich über. In diesem Bereich wird ein größerer Strom bei gleichem Moment benötigt als im Konstantflußbereich. Zur thermischen Überprüfung des Motors wird deshalb nicht das effektive Motormoment sondern der effektive Motorstrom herangezogen.

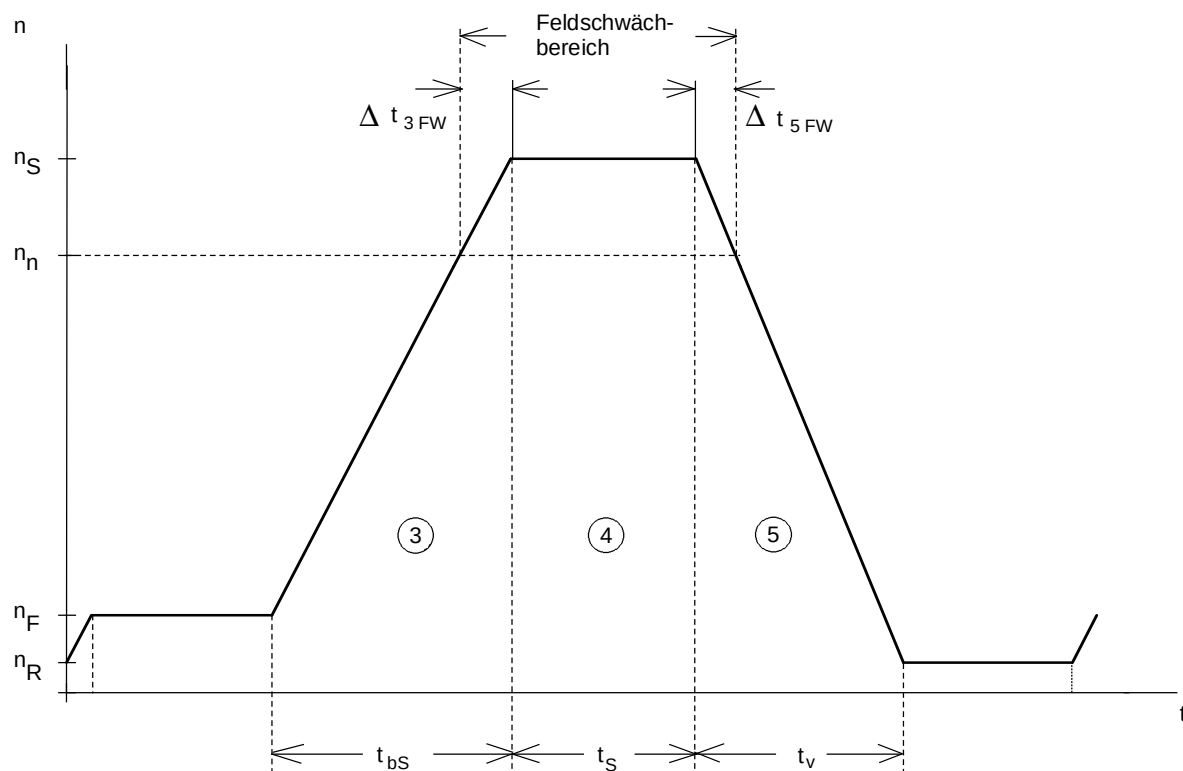
Der Motorstrom berechnet sich im Konstantflußbereich zu:

$$I_{Motor (\Phi=konst)} = \sqrt{\left(\frac{M_{Motor}}{M_{Motor n}}\right)^2 \cdot (I_{Motor n}^2 - I_{\mu n}^2) + I_{\mu n}^2} \quad \text{für } n \leq n_n$$

Im Feldschwächbereich ergibt sich:

$$I_{Motor (Feld)} = \sqrt{\left(\frac{M_{Motor}}{M_{Motor n}}\right)^2 \cdot (I_{Motor n}^2 - I_{\mu n}^2) \cdot \left(\frac{n_{Motor}}{n_{Motor n}}\right)^2 + I_{\mu n}^2 \cdot \left(\frac{n_{Motor}}{n_{Motor n}}\right)^2} \quad \text{für } n \geq n_n$$

Damit werden die Motorströme in jedem Bereich jeweils zu Beginn (Index 0) und Ende (Index 1) und im Bereich 3 und 5 zusätzlich im Einsatzpunkt des Feldschwächbereiches (Index FW) berechnet. Im Bereich 3 und 5 wird dabei vereinfachend ein linearer Verlauf des Motorstromes zwischen den Stützpunkten angenommen. Der Feldschwächbereich ergibt sich aus dem folgenden Drehzahl-Diagramm.



$$\Delta t_{3FW} = t_{BS} \cdot \frac{n_S - n_n}{n_S - n_F} = 45 \cdot \frac{1240 - 989}{1240 - 180} = 10,66 \text{ s}$$

$$\Delta t_{5FW} = t_V \cdot \frac{n_S - n_n}{n_S - n_R} = 39 \cdot \frac{1240 - 989}{1240 - 70} = 8,37 \text{ s}$$

Bereich 1, Beschleunigen von Räum- auf Fülldrehzahl

$$M_{Motor\ 10} = M_{Motor\ 11} = 1532\ Nm$$

$$I_{Motor\ 10} = I_{Motor\ 11} = \sqrt{\left(\frac{1532}{2410}\right)^2 \cdot (430^2 - 133,3^2) + 133,3^2} = 292\ A$$

Bereich 2, Füllen bei Fülldrehzahl

$$M_{Motor\ 20} = M_{Motor\ 21} = 286\ Nm$$

$$I_{Motor\ 20} = I_{Motor\ 21} = \sqrt{\left(\frac{286}{2410}\right)^2 \cdot (430^2 - 133,3^2) + 133,3^2} = 142\ A$$

Bereich 3, Beschleunigen von Füll- auf Schleuderdrehzahl (Feldschwächbereich von n_n bis n_S)

$$M_{Motor\ 30} = 2966\ Nm$$

$$I_{Motor\ 30} = \sqrt{\left(\frac{2966}{2410}\right)^2 \cdot (430^2 - 133,3^2) + 133,3^2} = 520\ A$$

$$M_{Motor\ 3\ FW} = M_{Motor\ 31} - \frac{M_{Motor\ 31} - M_{Motor\ 30}}{t_{bS}} \cdot \Delta t_{3\ FW} = 2152 - \frac{2152 - 2966}{45} \cdot 10,66 = 2344,8\ Nm$$

$$I_{Motor\ 3\ FW} = \sqrt{\left(\frac{2344,8}{2410}\right)^2 \cdot (430^2 - 133,3^2) + 133,3^2} = 419,5\ A$$

$$M_{Motor\ 31} = 2152\ Nm$$

$$I_{Motor\ 31} = \sqrt{\left(\frac{2152}{2410}\right)^2 \cdot (430^2 - 133,3^2) \cdot \left(\frac{1240}{989}\right)^2 + 133,3^2 \cdot \left(\frac{989}{1240}\right)^2} = 469,9\ A$$

Bereich 4, Schleudern bei Schleuderdrehzahl (Feldschwächbereich)

$$M_{Motor\ 40} = M_{Motor\ 41} = M_{Reib} = 120\ Nm$$

$$I_{Motor\ 40} = I_{Motor\ 41} = \sqrt{\left(\frac{120}{2410}\right)^2 \cdot (430^2 - 133,3^2) \cdot \left(\frac{1240}{989}\right)^2 + 133,3^2 \cdot \left(\frac{989}{1240}\right)^2} = 109,3\ A$$

Bereich 5, Bremsen von Schleuder- auf Räumdrehzahl (Feldschwächbereich von n_S bis n_n)

$$M_{Motor\ 50} = M_{Motor\ 5\ FW} = M_{Motor\ 51} = -2872\ Nm$$

$$I_{Motor\ 50} = \sqrt{\left(\frac{2872}{2410}\right)^2 \cdot (430^2 - 133,3^2) \cdot \left(\frac{1240}{989}\right)^2 + 133,3^2 \cdot \left(\frac{989}{1240}\right)^2} = 620\ A$$

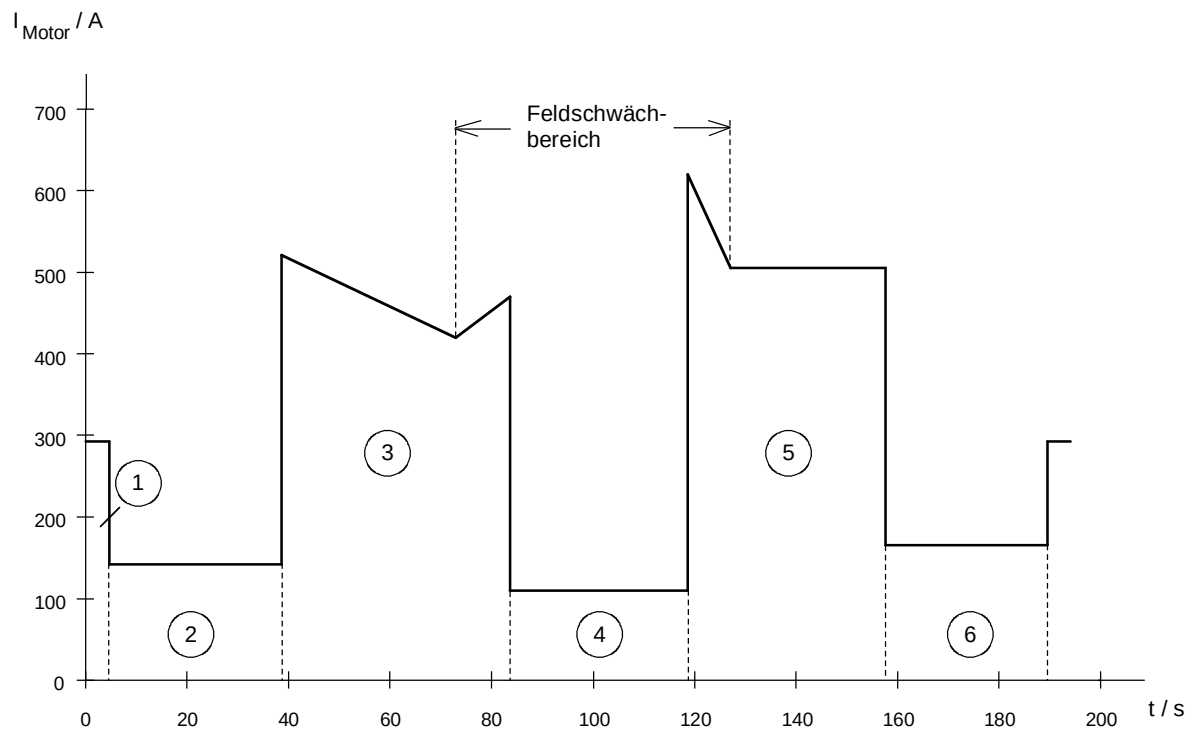
$$I_{Motor\ 5\ FW} = I_{Motor\ 51} = \sqrt{\left(\frac{2872}{2410}\right)^2 \cdot (430^2 - 133,3^2) + 133,3^2} = 505\ A$$

Bereich 6, Räumen bei Räumdrehzahl

$$M_{Motor\ 60} = M_{Motor\ 61} = 576\ Nm$$

$$I_{Motor\ 60} = I_{Motor\ 61} = \sqrt{\left(\frac{576}{2410}\right)^2 \cdot (430^2 - 133,3^2) + 133,3^2} = 165,3\ A$$

Stromverlauf für einen Zyklus



Über die Stromkurve wird der Effektivwert des Motorstromes berechnet. Bei den nichtkonstanten Strömen im Bereich 3 und 5 ergibt sich für ein Intervall:

$$\int_i^{i+1} I^2 \cdot dt = \frac{1}{3} \cdot (I_i^2 + I_{i+1}^2 + I_i \cdot I_{i+1}) \cdot \Delta t_i$$

Damit erhält man insgesamt:

$$\begin{aligned} I_{Motor\ eff}^2 \cdot T &= I_{10}^2 \cdot t_{bF} + I_{20}^2 \cdot t_F + \frac{1}{3} \cdot (I_{30}^2 + I_{3FW}^2 + I_{30} \cdot I_{3FW}) \cdot (t_{bS} - \Delta t_{3FW}) \\ &\quad + \frac{1}{3} \cdot (I_{3FW}^2 + I_{31}^2 + I_{3FW} \cdot I_{31}) \cdot \Delta t_{3FW} + I_{40}^2 \cdot t_S \\ &\quad + \frac{1}{3} \cdot (I_{50}^2 + I_{5FW}^2 + I_{50} \cdot I_{5FW}) \cdot \Delta t_{5FW} + I_{5FW}^2 \cdot (t_v - \Delta t_{5FW}) + I_{60}^2 \cdot t_R \\ &= 292^2 \cdot 4,67 + 142^2 \cdot 34 + \frac{1}{3} \cdot (520^2 + 419,5^2 + 520 \cdot 419,5) \cdot (45 - 10,66) \\ &\quad + \frac{1}{3} \cdot (419,5^2 + 469,9^2 + 419,5 \cdot 469,9) \cdot 10,66 + 109,3^2 \cdot 35 \\ &\quad + \frac{1}{3} \cdot (620^2 + 505^2 + 620 \cdot 505) \cdot 8,37 + 505^2 \cdot (39 - 8,37) + 165,3^2 \cdot 31,83 \\ &= 22557472 \text{ A}^2\text{s} \end{aligned}$$

bzw.

$$I_{Motor\ eff} = \sqrt{\frac{22557472}{189,5}} = 345 \text{ A}$$

Dieser Effektivwert des Motorstromes ist zulässig da der Motornennstrom 430 A beträgt.

Ermittlung der Bremsleistung

Bremsbetrieb tritt beim Verzögern von Schleuderdrehzahl auf Räumdrehzahl auf. Es wird dabei mit einem konstanten Motormoment von 2872 Nm gebremst.

Maximale Bremsleistung im Zwischenkreis bei n_S :

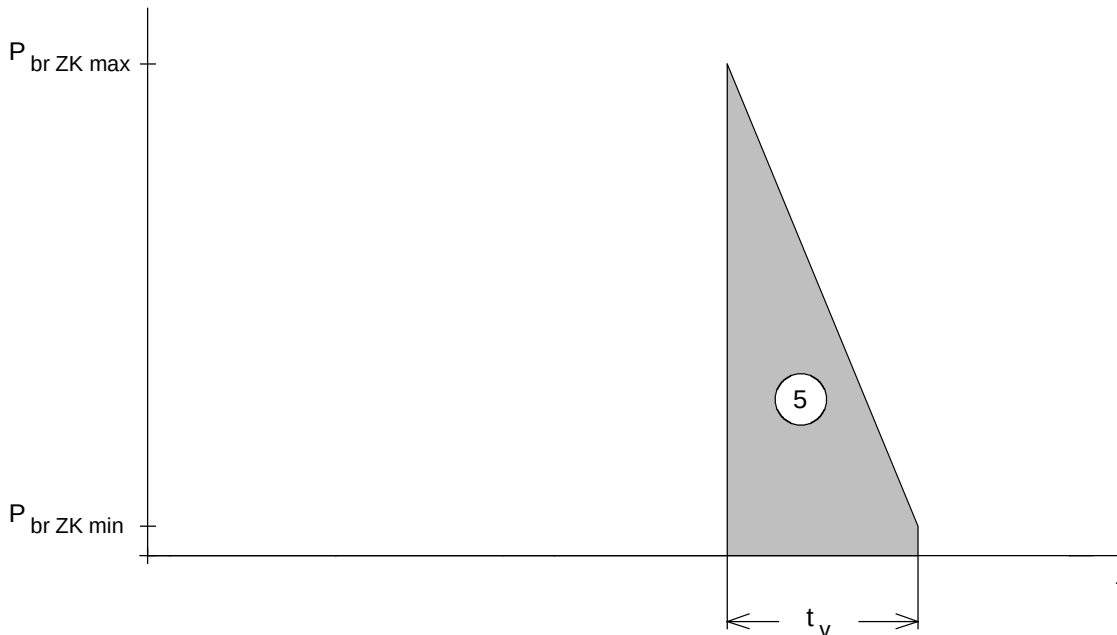
$$P_{br\ ZK\ max} = \frac{M_{Motor\ v} \cdot n_S}{9550} \cdot \eta_{Motor} \cdot \eta_{WR} = \frac{2872 \cdot 1240}{9550} \cdot 0,96 \cdot 0,98 = 350,8 \text{ kW}$$

Minimale Bremsleistung im Zwischenkreis bei n_R :

$$P_{br\ ZK\ min} = \frac{M_{Motor\ v} \cdot n_R}{9550} \cdot \eta_{Motor} \cdot \eta_{WR} = \frac{2872 \cdot 70}{9550} \cdot 0,96 \cdot 0,98 = 19,8 \text{ kW}$$

Verlauf der Bremsleistung für einen Zyklus

$P_{br\ ZK}$



Bremsenergie für einen Zyklus (entspricht der Fläche im Bremsdiagramm):

$$W_{br} = \frac{P_{br\ ZK\ max} + P_{br\ ZK\ min}}{2} \cdot t_v = \frac{350,8 + 19,8}{2} \cdot 39 = 7226,7\ kW s$$

Für die mittlere Bremsleistung ergibt sich:

$$P_{br\ ZK\ mittel} = \frac{W_{br}}{T} = \frac{7226,7}{189,5} = 38\ kW$$

Wegen der hohen mittleren Bremsleistung wird kein Bremswiderstand sondern ein Umrichter mit Netzurückspeisung eingesetzt.

Auswahl des Umrichters

Der maximale Motorstrom beträgt 620 A (Bremsbetrieb) und der effektive Motorstrom beträgt 345 A. Gewählt wird daher der folgende Umrichter mit Netzurückspeisung.

6SE7135-1EF62-4BA0

$P_{U\ n}=250\ kW$; $I_{U\ n}=510\ A$, $I_{U\ max}=694\ A$, $I_{ZK\ n}=605\ A$

Es muß noch geprüft werden, ob der im Bremsbetrieb auftretende maximale Zwischenkreisstrom im Rückspeisebetrieb zulässig ist.

$$I_{ZK\ gen\ max} = \frac{P_{br\ ZK\ max}}{U_{ZK}} = \frac{P_{br\ ZK\ max}}{1,35 \cdot U_{Netz}} = \frac{350,8 \cdot 10^3}{1,35 \cdot 400} = 650\ A$$

Der zulässige Zwischenkreisstrom im Rückspeisebetrieb beträgt 92% des im Motorbetrieb zulässigen Wertes:

$$I_{ZK\ gen\ zul} = I_{ZK\ n} \cdot 1,36 \cdot 0,92 = 605 \cdot 1,36 \cdot 0,92 = 757\ A$$

Die Ein-/Rückspeiseeinheit ist also ausreichend bemessen.

Auswahl des Rückspeisetransformators

Für die Auswahl des Rückspeisetransformators wird der effektive Zwischenkreisstrom im Rückspeisebetrieb berechnet. Mit der Beziehung

$$I_{ZK\ gen} = \frac{P_{br\ ZK}}{U_{ZK}}$$

ergibt sich dann für den Effektivwert im Rückspeisebetrieb:

$$\begin{aligned} I_{ZK\ gen\ eff} &= \frac{P_{br\ ZK\ eff}}{U_{ZK}} = \frac{1}{U_{ZK}} \cdot \sqrt{\frac{\frac{1}{3} \cdot (P_{br\ ZK\ max}^2 + P_{br\ ZK\ min}^2 + P_{br\ ZK\ max} \cdot P_{br\ ZK\ min}) \cdot t_v}{T}} \\ &= \frac{1}{540} \cdot \sqrt{\frac{\frac{1}{3} \cdot (350,8^2 + 19,8^2 + 350,8 \cdot 19,8) \cdot 39}{189,5}} = 175\ A \end{aligned}$$

Der bei einem Rückspeisetransformator mit 25% ED zulässige Effektivwert beträgt:

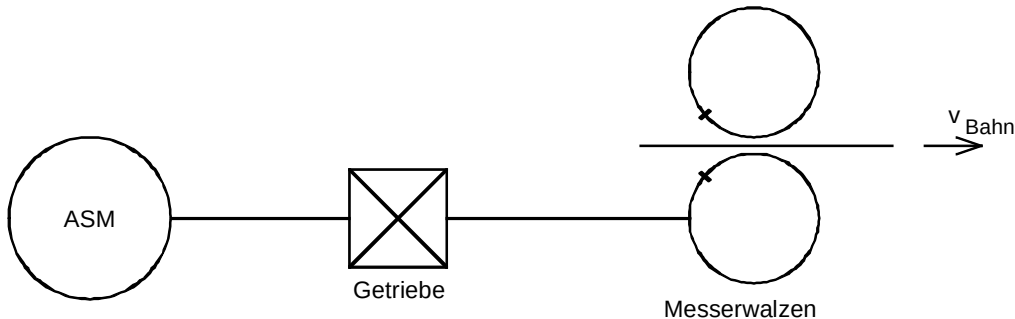
$$I_{ZK\ eff\ zul} = I_{ZK\ n} \cdot 0,92 \cdot \sqrt{\frac{25}{100}} = I_{ZK\ n} \cdot 0,46 = 605 \cdot 0,46 = 278,3\ A$$

Ein 25% ED Rückspeisetransformator 4BU5195-0UA31-8A ist also ausreichend.

Bei mehreren Zentrifugenantrieben kann ein Mehrmotorenantrieb bestehend aus einer Ein-/Rückspeiseeinheit, einer Zwischenkreisschiene und je einem Wechselrichter pro Zentrifuge aufgebaut werden. Bei entsprechender Abstimmung der einzelnen Zyklen erfolgt ein Energieaustausch über die Zwischenkreisschiene. Die Ein-/Rückspeiseeinheit kann somit kleiner dimensioniert werden.

3.12 Querschneider mit variabler Schnittlänge

Es soll für einen fremdbelüfteten Asynchronmotor die mögliche Bahngeschwindigkeit in Abhängigkeit von der Schnittlänge bestimmt werden. Gegeben ist folgende Konstellation.



Daten des Antriebs

Durchmesser der Messerwalzen	D	$= 284 \text{ mm}$
Trägheitsmoment der Messerwalzen	J_{Last}	$= 6,43 \text{ kgm}^2$
mech. Wirkungsgrad	η_{mech}	$= 0,95$
Überlappungswinkel	$\phi_{\text{ü}}$	$= 60 \text{ Grad}$
max. zulässige Bahngeschwindigkeit	$v_{\text{B zul}}$	$= 349 \text{ m/min}$
max. zulässige Umfangsgeschwindigkeit der Messerwalzen	$v_{\text{U W zul}}$	$= 363 \text{ m/min}$
min. Schnittlänge	$s_{\text{L min}}$	$= 372 \text{ mm}$
max. Schnittlänge	$s_{\text{L max}}$	$= 1600 \text{ mm}$
Übersetzung Getriebe	i	$= 2,029$
Zusatzträgheitsmoment motorseitig	$J_{\text{Mot Zus}}$	$= 0,18 \text{ kgm}^2$
Schnittmoment	M_{S}	$= 115 \text{ Nm}$
Motornennleistung	$P_{\text{Mot n}}$	$= 90 \text{ kW}$
Motornennmoment	$M_{\text{Mot n}}$	$= 1150 \text{ Nm}$
Motorkippmoment	M_{kip}	$= 3105 \text{ Nm}$
Motorenndrehzahl	$n_{\text{Mot n}}$	$= 750 \text{ min}^{-1}$
Motorträgheitsmoment	J_{Mot}	$= 0,67 \text{ kgm}^2$

Motornennstrom	$I_{Mot\ n}$	= 200 A
Magnetisierungsstrom	I_{mag}	= 97 A
Wirkungsgrad	η_{Mot}	= 0,92
Motornennspannung	$U_{Mot\ n}$	= 340 V

Bei der Bestimmung der möglichen Bahngeschwindigkeit in Abhängigkeit von der Schnittlänge müssen folgende Begrenzungen beachtet werden.

- zulässiges Grenzmoment für den Motor ($M_{Mot\ max} \leq M_{zul}$)
- thermische Grenze für den Motor ($I_{eff} \leq I_{Mot\ n}$)
- maximal zulässige Bahngeschwindigkeit
- maximal zulässige Umfangsgeschwindigkeit der Messerwalzen

Das maximale Motormoment ergibt sich beim Beschleunigen zu

$$M_{Mot\ max} = M_{Mot\ b} = (J_{Mot} + J_{Mot\ Zus}) \cdot i \cdot \alpha_b + J_{Last} \cdot \alpha_b \cdot \frac{1}{i \cdot \eta_{mech}}$$

α_b Winkelbeschleunigung der Messerwalzen

Beim Verzögern erhält man mit $\alpha_v = -\alpha_b$ für das Motormoment

$$M_{Mot\ v} = -(J_{Mot} + J_{Mot\ Zus}) \cdot i \cdot \alpha_b - J_{Last} \cdot \alpha_b \cdot \frac{\eta_{mech}}{i}$$

Während der Phase der Überlappung (konstante Motordrehzahl) soll der Motor gerade das Schnittmoment aufbringen.

$$M_{Mot\ k} = \frac{M_s}{i \cdot \eta_{mech}}$$

Der Motorstrom errechnet sich über das Motormoment zu:

$$I_{Mot} \approx I_{Mot\ n} \cdot \sqrt{\left(\frac{M_{Mot}}{M_{Mot\ n}}\right)^2 \cdot \left(1 - \left(\frac{I_{mag}}{I_{Mot\ n}}\right)^2\right) \cdot kn^2 + \left(\frac{I_{mag}}{I_{Mot\ n}}\right)^2 \cdot \frac{1}{kn^2}}$$

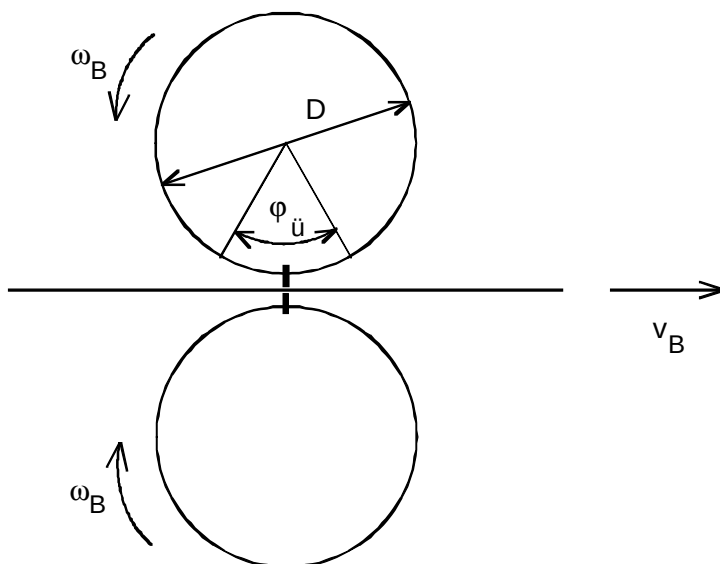
$kn = 1$ für $n_{Mot} \leq n_{Mot\ n}$ Konstantflußbereich

$kn = \frac{n_{Mot}}{n_{Mot\ n}}$ für $n_{Mot} > n_{Mot\ n}$ Feldschwächung

Zur Berechnung des zeitlichen Verlaufes von Motormoment und Motorstrom sowie des Effektivwertes des Motorstromes müssen zunächst die Bewegungsabläufe der Messerwalzen in Abhängigkeit von der Schnittlänge bestimmt werden.

Bewegungsabläufe der Messerwalzen

Für den vorgegebenen Überlappungswinkel $\varphi_{\ddot{u}}$ soll Synchronität zwischen der Bahngeschwindigkeit und der Umfangsgeschwindigkeit der Messerwalzen bestehen.

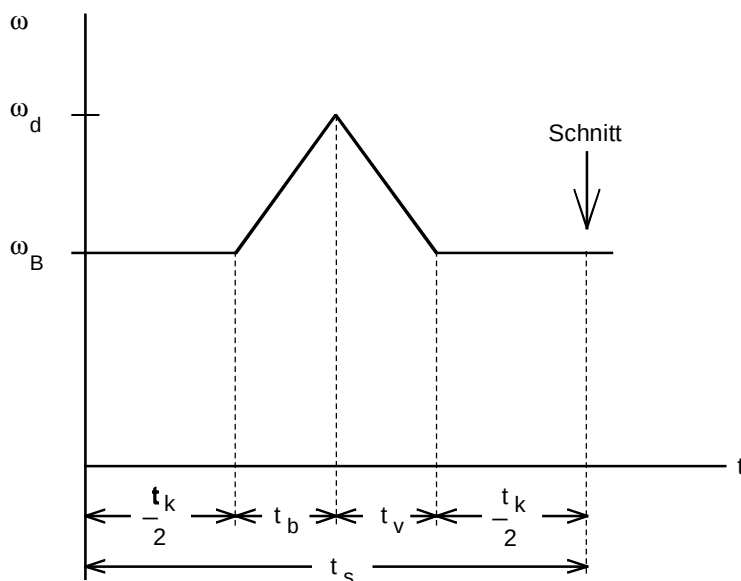


$\varphi_{\ddot{u}}$	Überlappungswinkel
v_B	konstante Bahngeschwindigkeit
$\omega_B = v_B \cdot \frac{2}{D}$	Winkelgeschwindigkeit der Messerwalzen während der Überlappung
D	Durchmesser der Messerwalzen

Abhängig von der Schnittlänge s_L ergeben sich für den übrigen Winkelbereich folgende Fallunterscheidungen für den Verlauf der Winkelgeschwindigkeit der Messerwalzen.

1. Untersynchrone Längen ($s_L < \pi \cdot D$)

Für $s_L < \pi \cdot D$ ist die Schnittlänge kleiner als der Umfang der Messerwalzen. Es muß also zum „Aufholen“ entsprechend beschleunigt und anschließend wieder verzögert werden. Damit ergibt sich folgendes Bild.



ω_d Winkelgeschwindigkeit der Messerwalzen im Umkehrpunkt

$t_k = \frac{\varphi_{\ddot{u}}}{\omega_B}$ Zeitabschnitt mit konstanter Winkelgeschwindigkeit ω_B

$t_b = t_v = \frac{\omega_d - \omega_B}{\alpha_b}$ Beschleunigungszeit, Verzögerungszeit der Messerwalzen

α_b Winkelbeschleunigung der Messerwalzen

$t_s = \frac{s_L}{v_B} = \frac{2 \cdot s_L}{\omega_B \cdot D} = t_k + 2 \cdot t_b$ Zeit zwischen 2 Schnitten

Bei einer Umdrehung der Messerwalzen gilt für die Fläche im Diagramm:

$$2 \cdot \pi = \omega_B \cdot t_s + (\omega_d - \omega_B) \cdot t_b$$

Durch Einsetzen erhält man nun die folgenden Gleichungen für die gesuchten Größen.

$$t_b = \sqrt{\frac{2 \cdot \pi - \frac{2 \cdot s_L}{D}}{\alpha_b}}$$

$$\omega_B = \frac{\frac{s_L}{D} - \frac{\varphi_{\ddot{u}}}{2}}{t_b}$$

$$\omega_d = \omega_B + \frac{2 \cdot \pi - \frac{2 \cdot s_L}{D}}{t_b}$$

Mit bekanntem ω_B lassen sich auch die Zeiten t_k und t_s mit den vorher angegebenen Formeln berechnen. Die Winkelbeschleunigung α_b ergibt sich über das maximale Motormoment beim Beschleunigen zu

$$\alpha_b = \frac{M_{Mot \max}}{i \cdot (J_{Mot} + J_{Mot \text{ Zus}}) + \frac{J_{Last}}{i \cdot \eta_{mech}}}$$

Für die maximale Motordrehzahl gilt:

$$n_{Mot \max} = \frac{\omega_d \cdot 60 \cdot i}{2 \cdot \pi}$$

Für $s_{L \min}$ muß folgende Bedingung eingehalten werden:

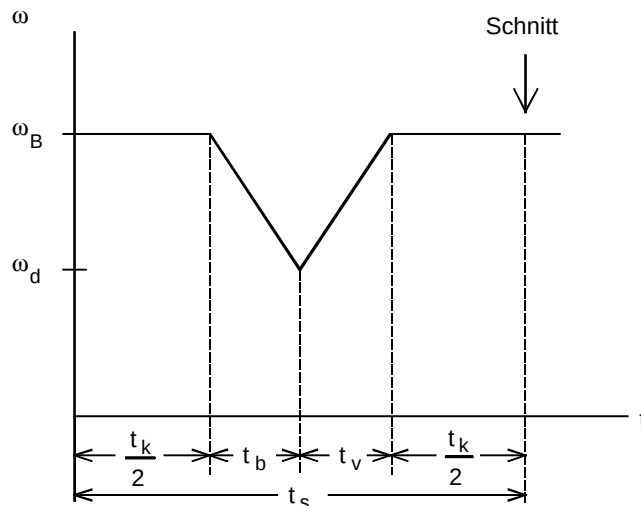
$$s_{L \min} > \frac{\varphi_{\ddot{u}} \cdot D}{2}$$

2. Synchrone Länge ($s_L = \pi \cdot D$)

Für $s_L = \pi \cdot D$ (Schnittlänge entspricht dem Umfang der Messerwalzen) ist $\omega_d = \omega_B$. Es tritt also keine Beschleunigung bzw. Verzögerung mehr auf. Die Bahngeschwindigkeit könnte daher theoretisch beliebig eingestellt werden. In der Praxis erfolgt aber die Begrenzung durch $v_{B \text{ zul}}$.

3. Übersynchrone Längen ($s_L > \pi \cdot D$)

Für $s_L > \pi \cdot D$ ist die Schnittlänge größer als der Umfang der Messerwalzen. Es muß also nach dem Schnitt entsprechend abgebremst und anschließend wieder beschleunigt werden. Damit ergibt sich folgendes Bild.



Hier ist

$$t_b = t_v = \frac{\omega_B - \omega_d}{\alpha_b}$$

Damit ergibt sich für die Beschleunigungszeit:

$$t_b = \sqrt{\frac{\frac{2 \cdot s_L}{D} - 2 \cdot \pi}{\alpha_b}}$$

Die maximale Motordrehzahl wird jetzt durch ω_B bestimmt:

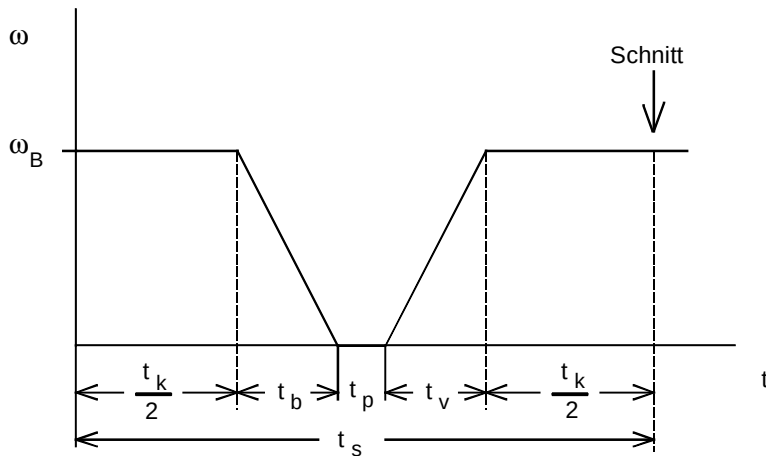
$$n_{Mot \max} = \frac{\omega_B \cdot 60 \cdot i}{2 \cdot \pi}$$

Alle anderen Gleichungen entsprechen denen der untersynchronen Längen.

Im Grenzfall ist $\omega_d = 0$. Für die dazugehörige Schnittlänge gilt:

$$s_{L, \text{grenz}} = 2 \cdot \pi \cdot D - \frac{\varphi_{\ddot{u}} \cdot D}{2}$$

Wird die Schnittlänge noch weiter erhöht, muß mit $\omega_d = 0$ eine Pause eingelegt werden. Damit ergibt sich folgendes Bild.



Hier erhält man für die Fläche im Diagramm bei einer Umdrehung der Messerwalzen:

$$2 \cdot \pi = \varphi_{\ddot{u}} + \omega_B \cdot t_b$$

Weiter gilt

$$\alpha_b = \frac{\omega_B}{t_b}$$

Damit erhält man:

$$t_b = \sqrt{\frac{2 \cdot \pi - \varphi_{\ddot{u}}}{\alpha_b}}$$

$$\omega_B = \frac{2 \cdot \pi - \varphi_{\ddot{u}}}{t_b}$$

$$t_p = t_s - t_k - 2 \cdot t_b$$

Pausenzeit bei $\omega_d = 0$

Alle anderen Gleichungen entsprechen denen der untersynchronen Längen.

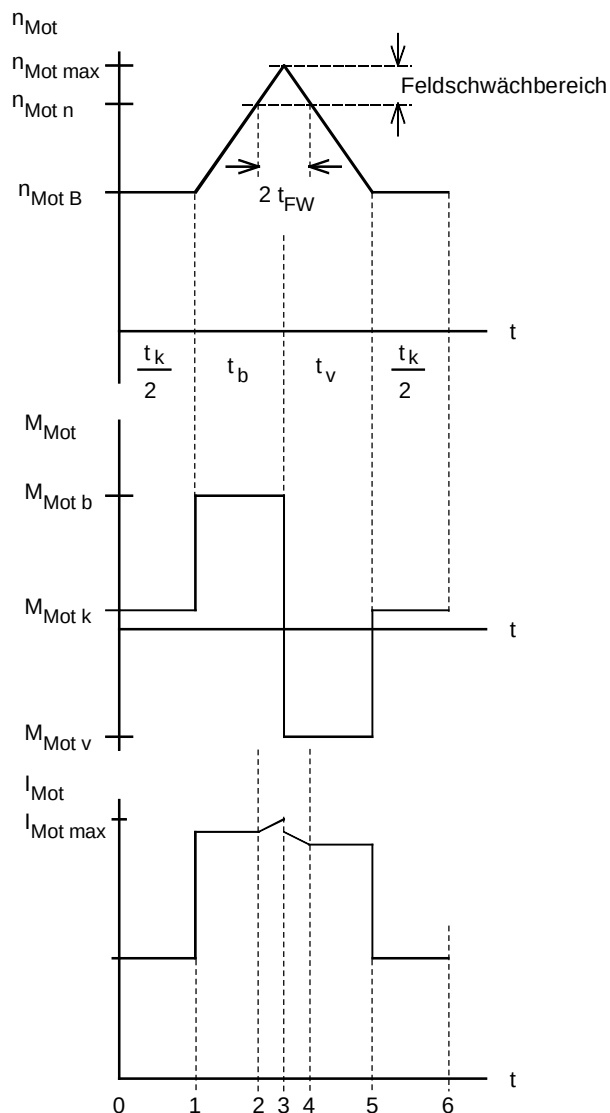
Durchführung der Berechnung

Die Berechnung erfolgt mit Hilfe eines Excel/VBA-Programmes für eine bestimmte Schnittlänge nach folgendem Schema:

- 1) Vorgabe $M_{\text{Mot max}}$ und Berechnung des Effektivwertes des Motorstromes
- 2) Abfrage $I_{\text{eff}} \leq I_{\text{Mot n}}$, bei Bedarf Iteration bis $I_{\text{eff}} = I_{\text{Mot n}}$
- 3) Abfrage $M_{\text{Mot max}} \leq M_{\text{kipp}}(n_{\text{Mot max}})$, bei Bedarf Iteration bis $M_{\text{Mot max}} = M_{\text{kipp}}(n_{\text{Mot max}})$
- 4) Abfrage $v_B \leq v_{B \text{ zul}}$, bei Bedarf begrenzen
- 5) Abfrage $v_{U W \text{ max}} \leq v_{U W \text{ zul}}$, bei Bedarf begrenzen

Zu Punkt 1)

Es wird zunächst $M_{\text{Mot max}} = M_{\text{zul}}$ gesetzt (z. B. $2 M_{\text{Mot n}}$). Mit $M_{\text{Mot max}}$ erhält man die Winkelbeschleunigung α_b . Je nach Bereich (untersynchron, übersynchron, übersynchron mit $s_L > s_{L \text{ grenz}}$) werden jetzt die Größen v_B , $n_{\text{Mot max}}$, t_k , t_b , t_s und t_p bestimmt. Falls $n_{\text{Mot max}} > n_{\text{Mot n}}$ ist, muß für die Stromberechnung der Einsatzzpunkt der Feldschwächung ermittelt werden. $n_{\text{Mot max}}$ darf natürlich auch nicht größer als die zulässige mechanische Grenzdrehzahl des Motors sein. Tritt bei übersynchronen Längen eine Pausenzeit t_p auf, so wird das Motormoment in diesem Bereich zu Null gesetzt. Jetzt kann der Verlauf des Motormomentes über der Zeit und damit auch der Effektivwert des Motorstromes berechnet werden.



$$t_{FW} = \frac{n_{Mot \max} - n_{Mot n}}{n_{Mot \max} - n_{Mot B}} \cdot t_b$$

Beispiel für Motordrehzahl, Motormoment und Motorstrom bei untersynchronen Längen

Das Motormoment ist wegen des Wirkungsgrades beim Beschleunigen größer als beim Verzögern, entsprechend ist auch der Motorstrom beim Beschleunigen größer. Im Feldschwächbereich steigt der Strom an. Mit den weiter vorn aufgestellten Formeln für das Motormoment und den Motorstrom ergibt sich der Effektivwert zu:

$$I_{eff} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{i=6} \left(\frac{I_{Mot i-1} + I_{Mot i}}{2} \right)^2 \cdot (t_i - t_{i-1})}{t_s}}$$

Bei übersynchronen Längen mit $s_L > s_{L \text{ grenz}}$ kommt noch ein Pausenbereich mit $M_{Mot}=0$ hinzu.

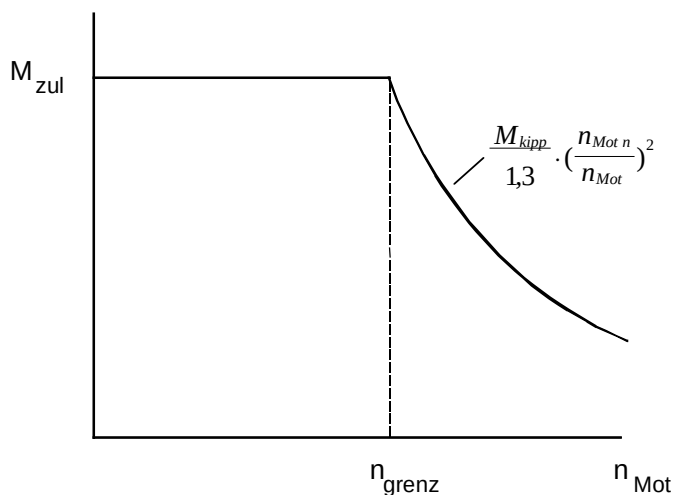
Zu Punkt 2)

Falls $I_{\text{eff}} \leq I_{\text{Mot n}}$ ist wird mit Punkt 3) fortgefahren. Bei $I_{\text{eff}} > I_{\text{Mot n}}$ wird $M_{\text{Mot max}}$ solange reduziert bis gerade $I_{\text{eff}} = I_{\text{Mot n}}$ ist. Dies ist ein iterativer Vorgang (Regula Falsi). Anschließend wird mit Punkt 3) fortgefahren.

Zu Punkt 3)

Zunächst wird geprüft ob $n_{\text{Mot max}} \leq n_{\text{grenz}}$ ist (n_{grenz} ist der Einsatzpunkt für die mit $1/n_{\text{Mot}}^2$ abfallende Kippgrenze).

$$n_{\text{grenz}} = n_{\text{Mot n}} \cdot \sqrt{\frac{M_{\text{kipp}}}{M_{\text{zul}} \cdot 1,3}}$$



Falls $n_{\text{Mot max}} \leq n_{\text{grenz}}$ ist wird mit Punkt 4) fortgefahren. Andernfalls erfolgt die Überprüfung der Kippgrenze:

$$M_{\text{Mot max}} \leq \frac{M_{\text{kipp}}}{1,3} \cdot \left(\frac{n_{\text{Mot n}}}{n_{\text{Mot max}}}\right)^2$$

Ist diese Bedingung erfüllt wird mit Punkt 4) fortgefahren. Andernfalls wird $M_{\text{Mot max}}$ solange reduziert bis die Kippgrenze gerade erfüllt wird. Dies ist ein iterativer Vorgang (Regula Falsi). Anschließend wird mit Punkt 4) fortgefahren.

Zu Punkt 4)

Falls $v_B \leq v_{B\text{ zul}}$ ist wird mit Punkt 5) fortgefahren. Andernfalls wird v_B auf $v_{B\text{ zul}}$ begrenzt. Die restlichen Werte (ω_d , t_k , t_b , t_s , t_p) müssen gemäß dem reduzierten v_B entsprechend umgerechnet werden. Mit

$$\omega_{B\text{ zul}} = v_{B\text{ zul}} \cdot \frac{2}{D}$$

erhält man für die restlichen Werte:

$$\omega_d = \omega_{B\text{ zul}} \cdot \left(1 + \frac{2 \cdot \pi - \frac{2 \cdot s_L}{D}}{\frac{s_L}{D} - \frac{\varphi_{\ddot{u}}}{2}}\right) \quad \text{bzw. } \omega_d = 0 \quad \text{für } s_L > s_{L\text{ grenz}}$$

$$t_b = \frac{\frac{s_L}{D} - \frac{\varphi_{\ddot{u}}}{2}}{\omega_{B\text{ zul}}} \quad \text{bzw. } t_b = \frac{2 \cdot \pi - \varphi_{\ddot{u}}}{\omega_{B\text{ zul}}} \quad \text{für } s_L > s_{L\text{ grenz}}$$

$$t_k = \frac{\varphi_{\ddot{u}}}{\omega_{B\text{ zul}}}$$

$$t_s = \frac{2 \cdot s_L}{\omega_{B\text{ zul}} \cdot D}$$

$$t_p = 0 \quad \text{bzw. } t_p = t_s - t_k - 2 \cdot t_b \quad \text{für } s_L > s_{L\text{ grenz}}$$

Da bei Begrenzung von v_B die maximale Umfangsgeschwindigkeit $v_{UW\text{ max}}$ der Messerwalzen nicht weiter ansteigen kann, sind damit die Abfragen beendet.

Zu Punkt 5)

Bei übersynchronen Längen sind die Abfragen beendet, da in diesem Fall die maximale Umfangsgeschwindigkeit der Messerwalzen durch v_B bestimmt wird. Bei den untersynchronen Längen ist die maximale Umfangsgeschwindigkeit der Messerwalzen durch ω_d bestimmt:

$$v_{UW\text{ max}} = \omega_d \cdot \frac{D}{2}$$

Bei $v_{UW\text{ max}} \leq v_{UW\text{ zul}}$ sind die Abfragen beendet. Andernfalls wird $v_{UW\text{ max}}$ auf $v_{UW\text{ zul}}$ begrenzt. Die restlichen Werte (ω_B , t_k , t_b , t_s) müssen gemäß dem reduzierten $v_{UW\text{ max}}$ entsprechend umgerechnet werden. Mit

$$\omega_{d\text{ zul}} = v_{UW\text{ zul}} \cdot \frac{2}{D}$$

erhält man für die restlichen Werte:

$$\omega_B = \omega_{d\,zul} \cdot \frac{1}{2 \cdot \pi - \frac{2 \cdot s_L}{D} + \frac{\frac{s_L}{D} - \frac{\varphi_{\ddot{u}}}{2}}{1}}$$

$$t_b = \frac{\frac{s_L}{D} - \frac{\varphi_{\ddot{u}}}{2}}{\omega_B}$$

$$t_k = \frac{\varphi_{\ddot{u}}}{\omega_B}$$

$$t_s = \frac{2 \cdot s_L}{\omega_B \cdot D}$$

Auslegung einer Kondensatorbatterie

Zur Vermeidung von Energiependelungen zwischen Motor und Netz kann eine Kondensatorbatterie zum Puffern eingesetzt werden. Diese Kondensatorbatterie wird so ausgelegt, daß im Betrieb keine Energie ins Netz zurückgespeist wird bzw. keine Energie im Pulswiderstand umgesetzt wird. Ohne Betrachtung der Verluste ergibt sich die Rückspeiseenergie aus der kinetischen Energie zu:

$$W_{gen} = W_{kin} = \frac{1}{2} \cdot J_{ges} \cdot |w_d^2 - w_B^2| \quad \text{untersynchron und übersynchron}$$

mit

$$J_{ges} = J_{Last} + (J_{Mot} + J_{Mot\ Zus}) \cdot i^2$$

Über die Kondensatorenergie

$$W_C = \frac{1}{2} \cdot C \cdot (U_{d\ max}^2 - U_{d\ n}^2)$$

ergibt sich dann für den Kondensator:

$$C = \frac{2 \cdot W_{kin\ max}}{U_{d\ max}^2 - U_{d\ n}^2}$$

Die maximale kinetische Energie tritt im allgemeinen bei $s_{L\ min}$ auf. Bei der Auslegung der Kondensatorbatterie muß die schon vorhandene Kapazität im Zwischenkreis des Umrichters bzw. Wechselrichters berücksichtigt werden.

Berücksichtigt man die Wirkungsgrade η_{mech} , η_{Mot} , η_{WR} so muß die Rückspeiseenergie über die negative Fläche der Zwischenkreisleistung berechnet werden.

$$W_{gen} = \int P_{ZK\ gen} \cdot dt = \frac{1}{2} \cdot M_{Mot\ v} \cdot (\omega_d + \omega_B) \cdot \eta_{Mot} \cdot \eta_{WR} \cdot i \cdot t_v$$

Nach einigen Umformungen erhält man:

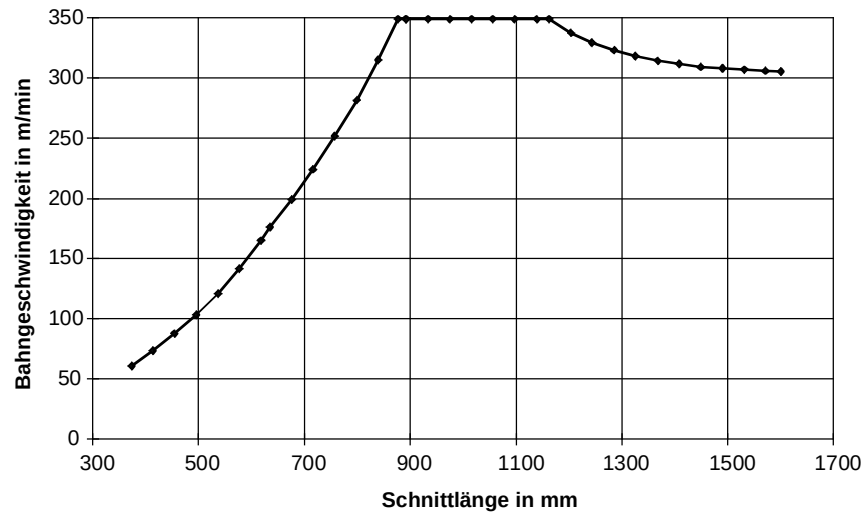
$$W_{gen} = \frac{1}{2} \cdot J'_{ges} \cdot |\omega_d^2 - \omega_B^2| \cdot \eta_{Mot} \cdot \eta_{WR}$$

mit

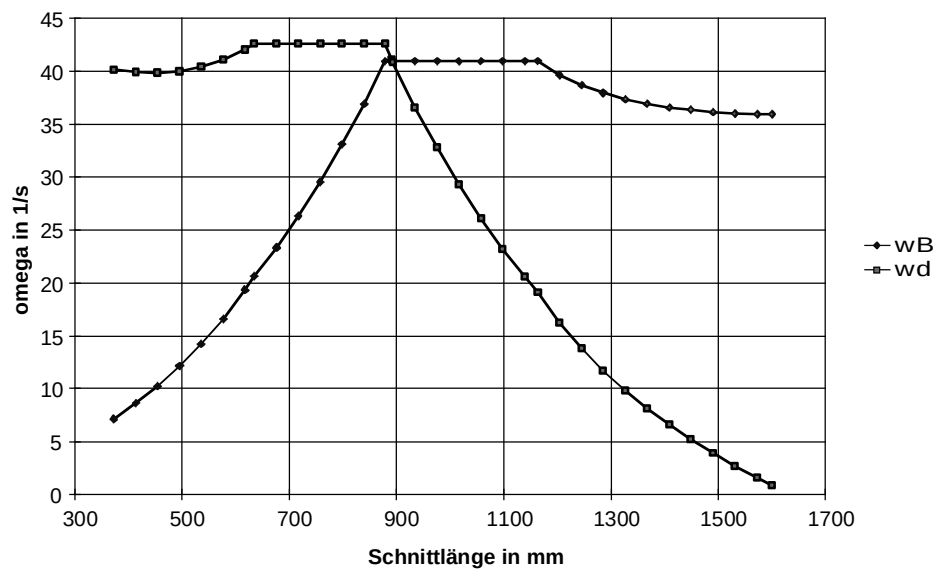
$$J'_{ges} = J_{Last} \cdot \eta_{mech} + (J_{Mot} + J_{Mot\ Zus}) \cdot i^2$$

Ergebnisse als Kurvenverläufe

Mit den gegebenen Zahlenwerten erhält man die folgenden Kurvenverläufe.

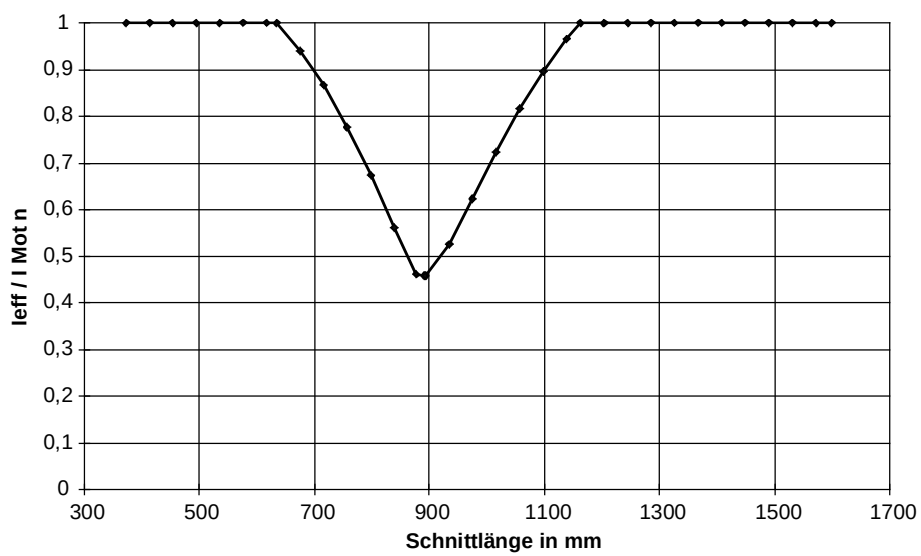


Bahngeschwindigkeit v_B

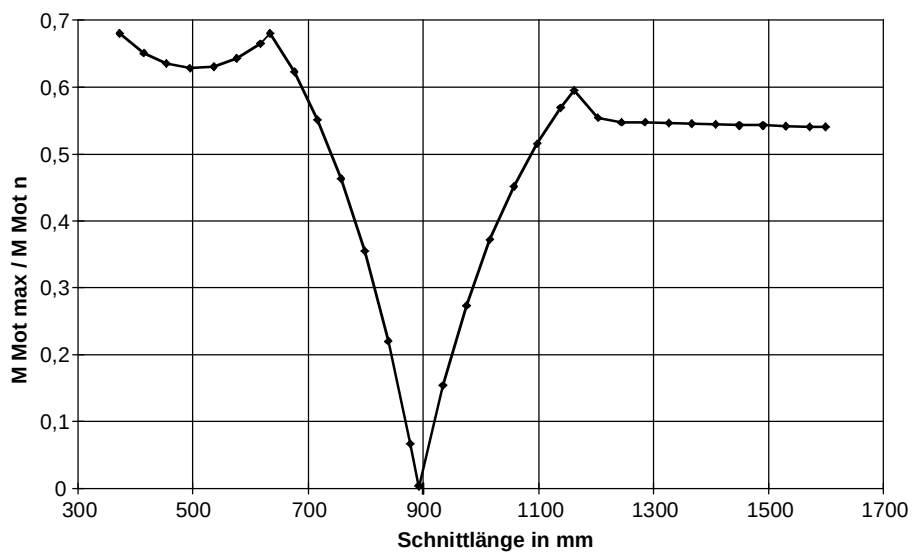


Winkelgeschwindigkeiten ω_B und ω_d mit den Begrenzungen $v_{B\text{ zul}}$ und $v_{UW\text{ zul}}$

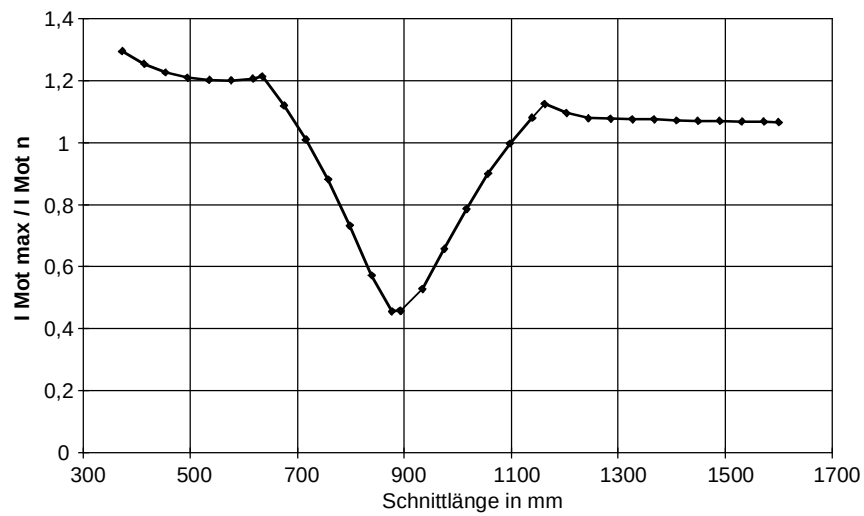
(Schnittpunkt bei der synchronen Schnittlänge $s_{L\text{ syn}} = \pi \cdot D = 892,2\text{ mm}$)



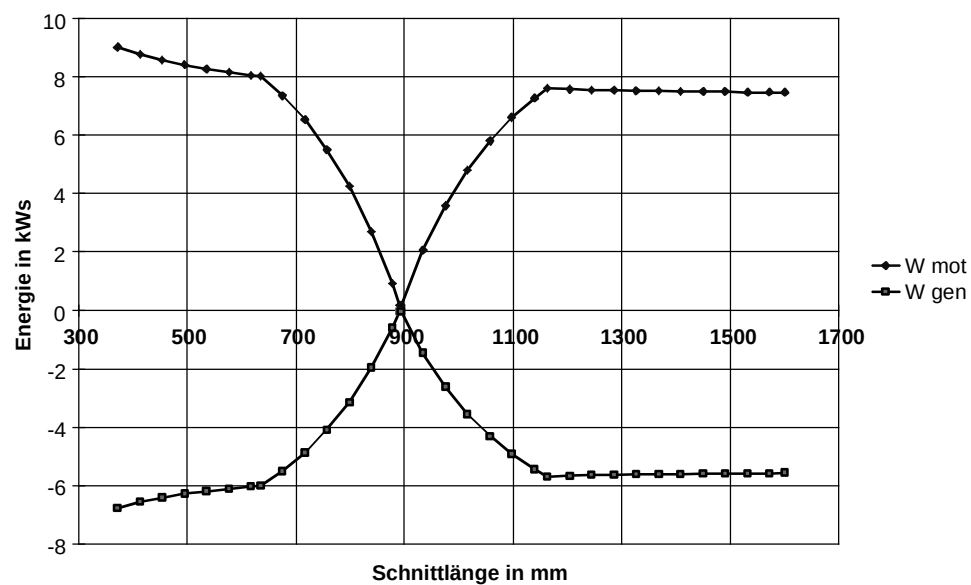
Effektivwert des Motorstromes bezogen auf den Motornennstrom



Max. Motormoment bezogen auf das Motornennmoment

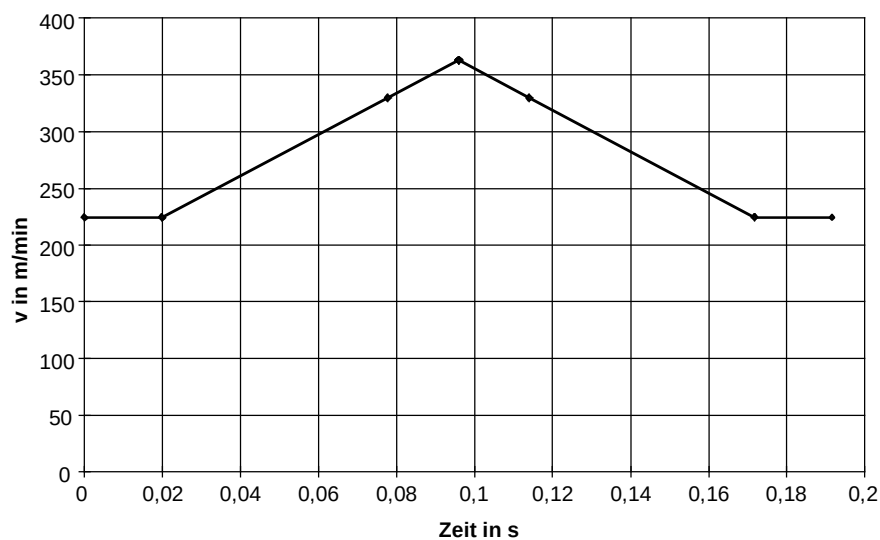


Max. Motorstrom bezogen auf den Motornennstrom



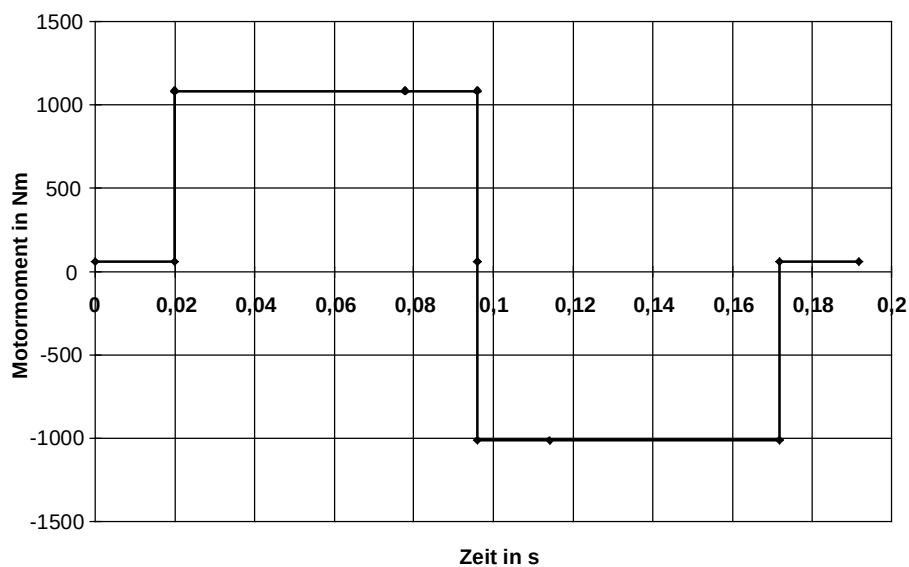
Energie im motorischen und generatorischen Betrieb

Für 2 verschiedene Schnittlängen (untersynchron und übersynchron) erhält man die folgenden zeitlichen Kurvenverläufe.

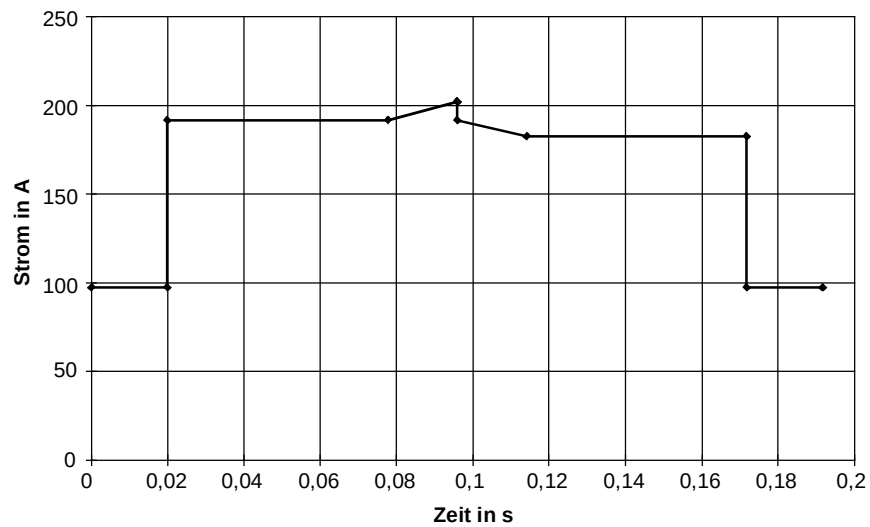


Umfangsgeschwindigkeit der Messerwalzen für $s_L=716$ mm (untersynchron)

Der Einsatzpunkt für die Feldschwächung liegt bei $v=329,8$ m/min

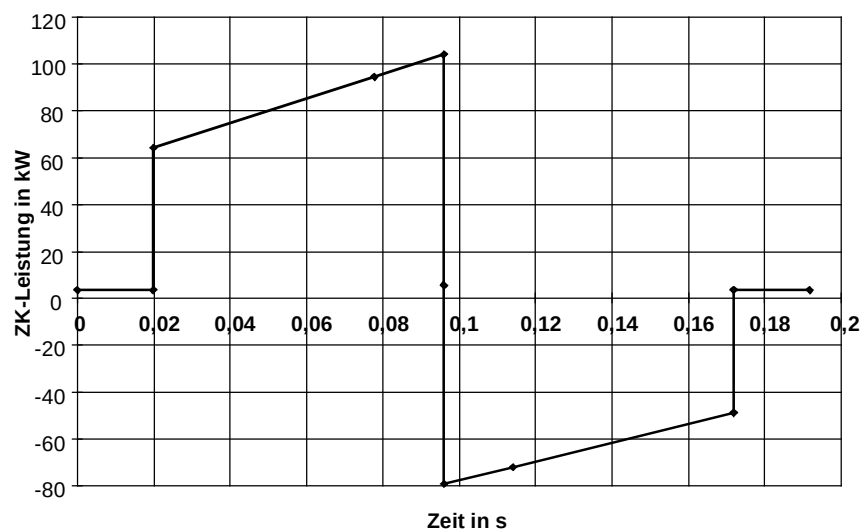


Motormoment für $s_L=716$ mm (untersynchron)



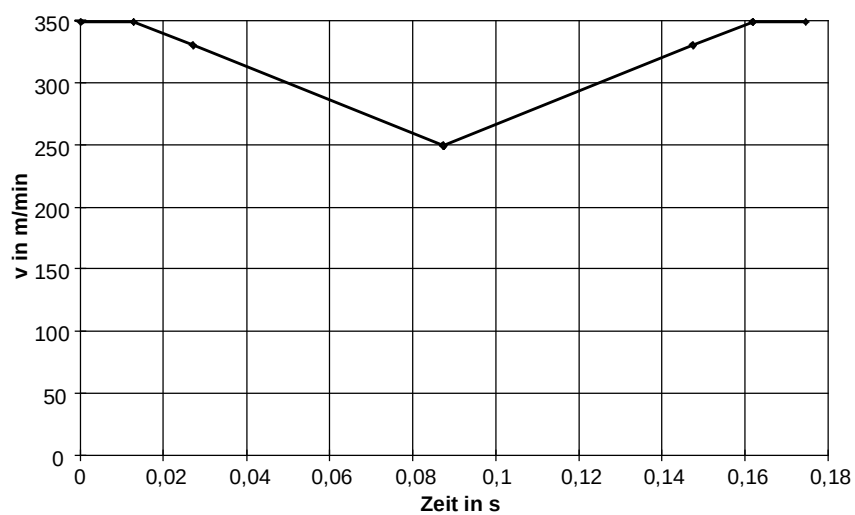
Motorstrom für $s_L=716$ mm (untersynchron)

Erhöhung des Stromes im Feldschwächbereich



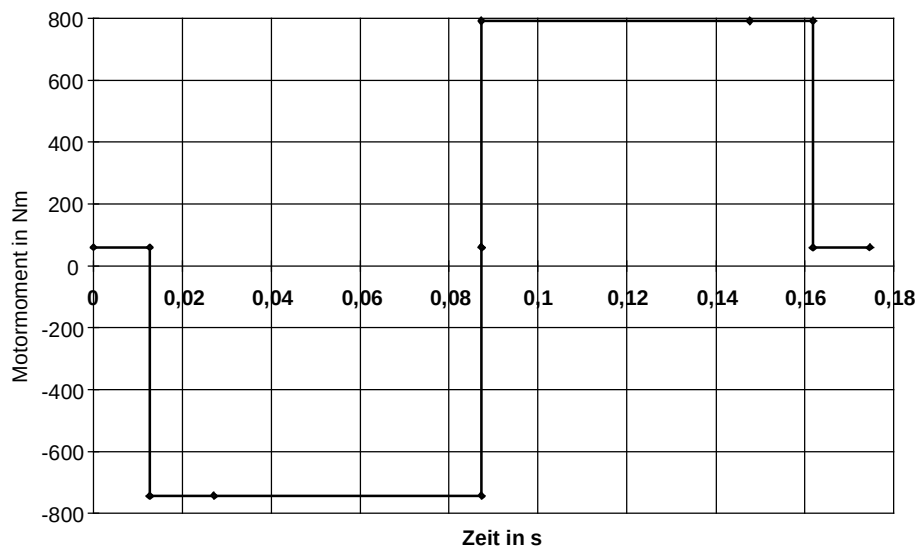
Zwischenkreisleistung für $s_L=716$ mm (untersynchron)

Die negative Fläche entspricht der generatorischen Energie

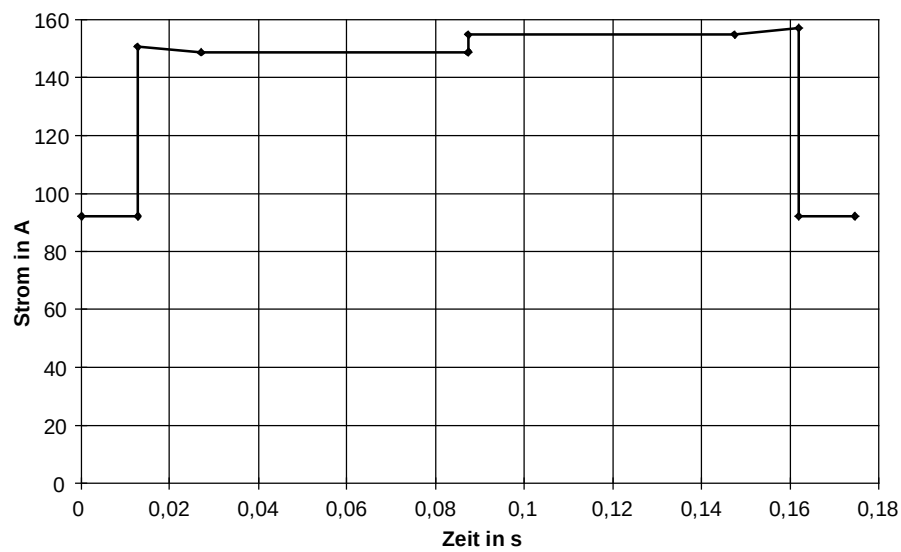


Umfangsgeschwindigkeit der Messerwalzen für $s_L=1016$ mm (übersynchron)

Der Einsatzpunkt für die Feldschwächung liegt bei $v=329,8$ m/min

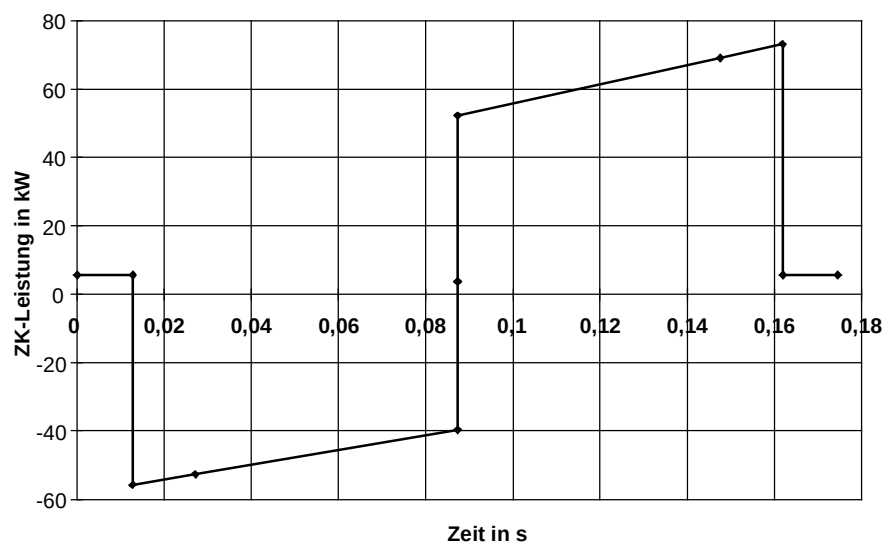


Motormoment für $s_L=1016$ mm (übersynchron)



Motorstrom für $s_L=1016$ mm (übersynchron)

Erhöhung des Stromes im Feldschwächbereich



Zwischenkreisleistung für $s_L=1016$ mm (übersynchron)

Die negative Fläche entspricht der generatorischen Energie

Umrichterauswahl

Der Umrichter wird nach dem maximalen Motorstrom und dem maximalen Effektivwert des Motorstromes über alle Schnittlängen ausgewählt. Der maximale Effektivwert ist gerade gleich dem Motornennstrom (200 A). Der maximale Motorstrom ergibt sich jeweils beim Beschleunigen und bei maximaler Motordrehzahl (im Feldschwächbereich). Der Maximalwert tritt hier gerade bei der minimalen Schnittlänge auf mit $I_{\text{Mot max}}=259,2 \text{ A}$. Damit erhält man folgenden Umrichter SIMOVERT MASTERDRIVES MOTION CONTROL:

6SE7032-6EG50

$P_{U n}=110 \text{ kW}$

$I_{U n}=218 \text{ A}$

$I_{U \text{ max}}=345 \text{ A}$

Auswahl der zusätzlichen Kondensatorbatterie

Die maximale generatorische Energie tritt hier bei minimaler Schnittlänge auf.

$W_{\text{gen max}} = 6,77 \text{ kWs}$

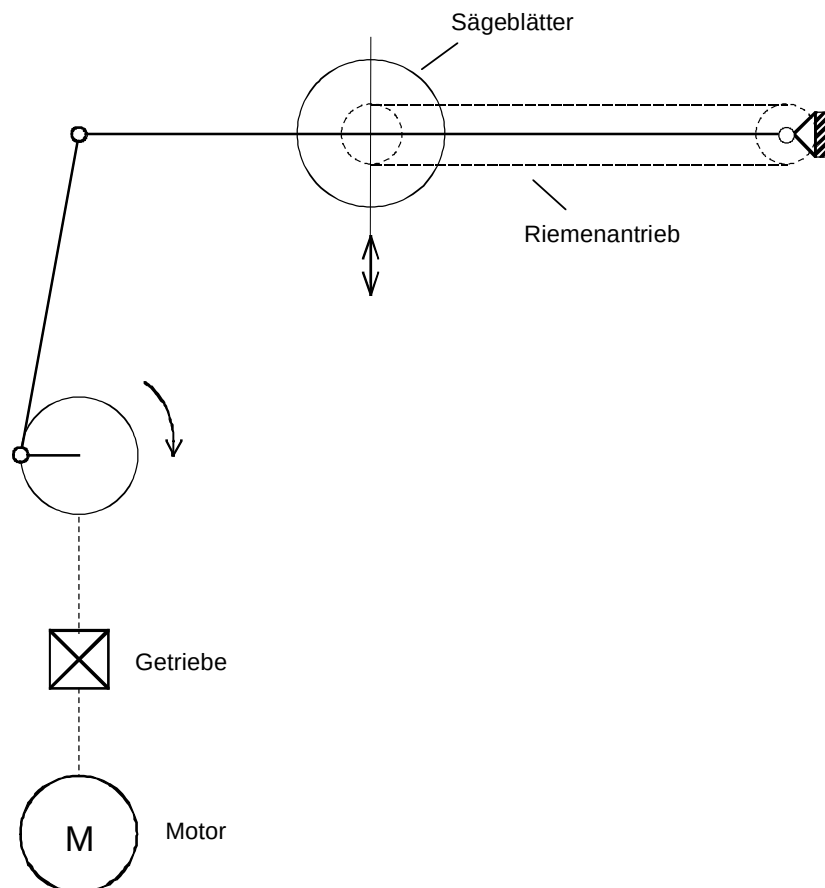
Damit erhält man mit die erforderliche Kapazität zu

$$C = \frac{2 \cdot W_{\text{gen max}}}{U_{d \text{ max}}^2 - U_{d n}^2} = \frac{2 \cdot 6770}{675^2 - 520^2} = 73 \text{ mF}$$

Die Zwischenkreiskapazität des Umrichters beträgt 14,1 mF. Es ist also eine zusätzliche Kapazität von 58,9 mF erforderlich. Die Vorladung der externen Kondensatorbatterie erfolgt nach Beendigung der internen Vorladung über eine getrennte Vorladeschaltung.

3.13 Sägeantrieb mit Schubkurbel

Über eine an einer Kurbelschwinge angebrachte Reihe von kreisförmigen Sägeblättern sollen Stapel von Papiertüchern geschnitten werden. Die mit einem Zahnriemen angetriebenen Sägeblätter werden über den Schubkurbelantrieb in vertikaler Richtung bewegt.



Prinzipbild

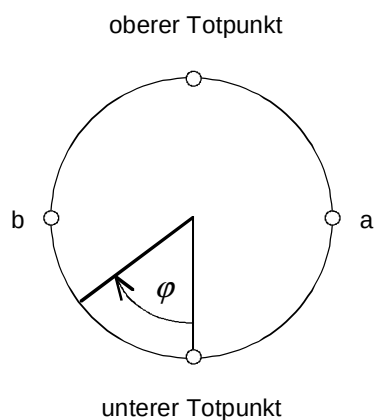
Daten des Antriebs

Masse der Sägeblätter	$m_{\text{Säge}}$	= 80 kg
Masse Kurbelschwinge	m_{Schw}	= 13,5 kg
Masse Kurbelstange	m_{St}	= 6,5 kg

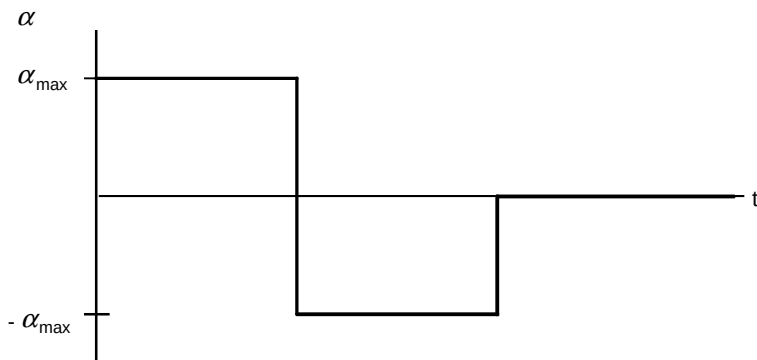
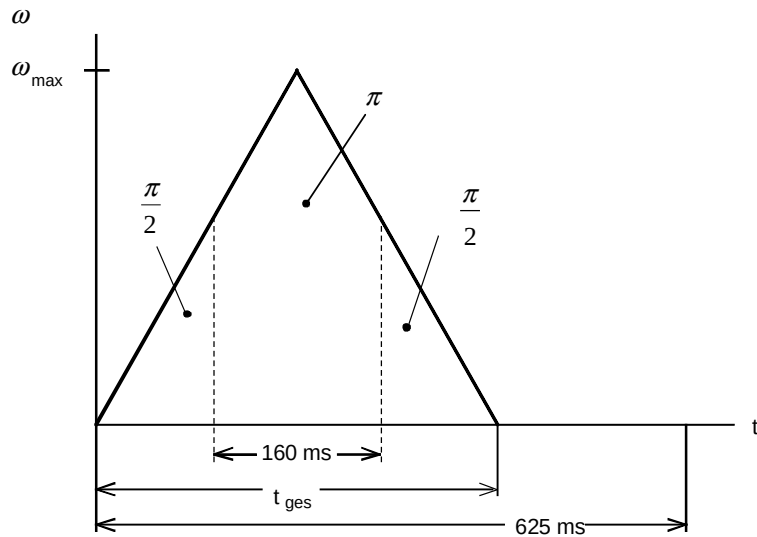
Masse Kurbelscheibe	m_{Scheibe}	= 10 kg
Länge Kurbelschwinge	r_2	= 1,25 m
Länge Kurbelstange	l	= 0,6 m
Radius Kurbelscheibe	r	= 0,12 m
Abstand Mitte Sägeblätter zum festen Drehpunkt	r_1	= 0,8 m
Taktzeit	T	= 0,625 s

Bewegungsablauf

Ausgehend vom oberen Totpunkt der Kurbelscheibe erfolgt eine Beschleunigung über 180 Grad bis zum unteren Totpunkt und dann eine Verzögerung über 180 Grad zurück bis zum oberen Totpunkt mit anschließender Pause.



Der 180 Grad Winkelbereich zwischen den Punkten a und b soll dabei innerhalb von 160 ms durchfahren werden. Die Taktzeit beträgt 625 ms. Für die Winkelgeschwindigkeit und die Winkelbeschleunigung der Kurbelscheibe ergibt sich damit folgender Verlauf.



Für $\omega_{\max}$ und t_{ges} erhält man:

$$\omega_{1\max} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{1\max}}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 192}{60} = 20,106 \text{ s}^{-1}$$

$$t_b = t_v = \frac{\omega_{1\max} \cdot t_{\text{ges}} - 2 \cdot \pi}{\omega_{1\max}} = \frac{20,106 \cdot 0,5 - 2 \cdot \pi}{20,106} = 0,1875 \text{ s}$$

Damit ergibt sich die Winkelbeschleunigung der Kurbelscheibe zu:

$$\alpha_{1\max} = \frac{\omega_{1\max}}{t_b} = \frac{20,106}{0,1875} = 107,232 \text{ s}^{-2}$$

Die max. Drehzahl der Kurbelscheibe ist:

$$n_{\max} = \frac{\omega_{\max} \cdot 60}{2 \cdot \pi} = \frac{23 \cdot 60}{2 \cdot \pi} = 219,6 \text{ min}^{-1}$$

Jetzt lässt sich die Winkelbeschleunigung α , die Winkelgeschwindigkeit ω und der Drehwinkel φ der Kurbelscheibe als Funktion der Zeit darstellen. Der Nullpunkt des Drehwinkels liegt dabei im unteren Totpunkt.

Beschleunigungsbereich: $0 \leq t \leq t_b$ bzw. $-\pi \leq \varphi \leq 0$

$$\alpha_1 = \alpha_{1\max}$$

$$\omega_1 = \alpha_{1\max} \cdot t$$

$$\varphi_1 = \varphi_{10} + \frac{1}{2} \cdot \alpha_{1\max} \cdot t^2$$

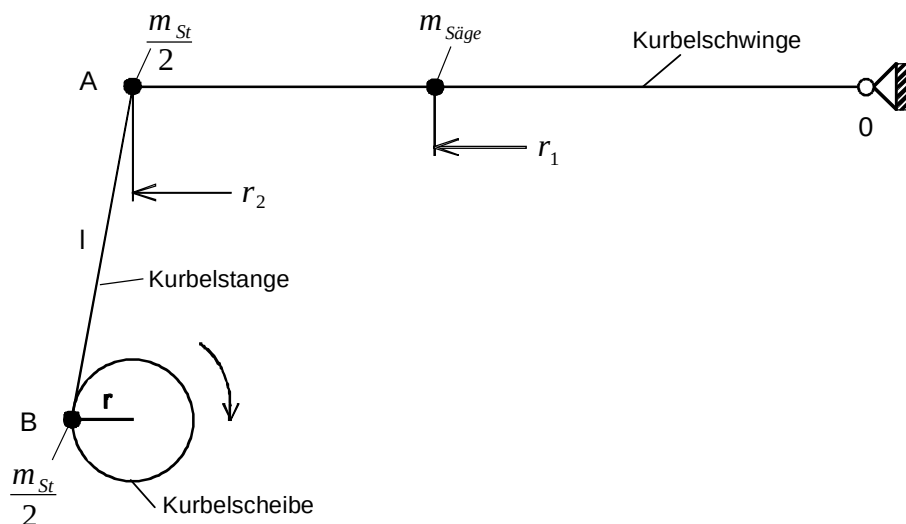
Verzögerungsbereich: $t_b \leq t \leq t_b + t_k$ bzw. $0 \leq \varphi \leq \pi$

$$\alpha_1 = 0$$

$$\omega_1 = \omega_{1\max}$$

$$\varphi_1 = \varphi_{10} + \frac{1}{2} \cdot \omega_{1\max} \cdot t_b + \omega_{1\max} \cdot (t - t_b)$$

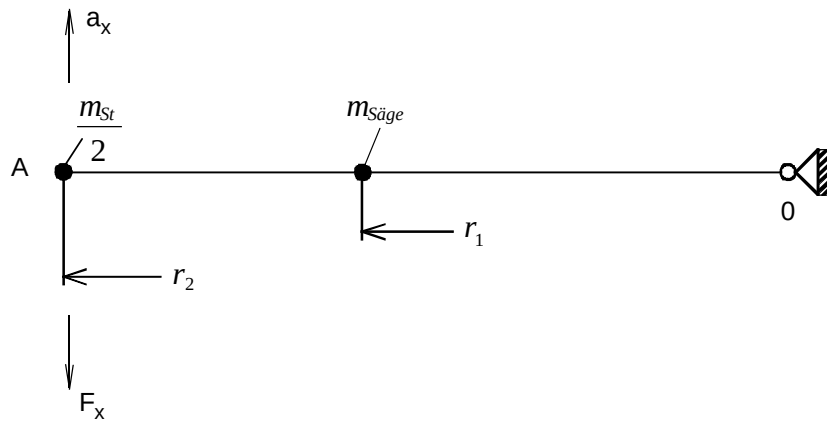
Zur Berechnung der Kräfte und Drehmomente werden folgende Vereinfachungen getroffen.



Die Masse der Sägeblätter einschließlich der Befestigung wird punktförmig im Abstand r_1 vom festen Drehpunkt 0 angenommen. Die Masse der Kurbelstange m_{St} wird je zur Hälfte auf die Punkte A und B verteilt. Die Kurbelschwinge wird als dünner Stab mit der Masse m_{Schw} angenommen. Das Schnittmoment der Sägeblätter wird vernachlässigt.

Kräfte an der Kurbelschwinge

Mit den vorher getroffenen Vereinfachungen erhält man die im Punkt A angreifende Kraft F_x in x-Richtung. Diese Kraft setzt sich aus einem Beschleunigungsanteil F_{bx} und einem Gewichtsanteil F_{Gx} zusammen. Die Beschleunigungskraft F_{bx} wirkt entgegengesetzt zur Beschleunigung a_x .



Trägheitsmoment dieser Anordnung bezogen auf den festen Drehpunkt 0:

$$J_{ges} = \frac{m_{St}}{2} \cdot r_2^2 + m_{Säge} \cdot r_1^2 + \frac{1}{3} \cdot m_{Schw} \cdot r_2^2$$

Mit der Beschleunigung a_x ergibt sich für die Beschleunigungskraft im Punkt A:

$$F_{bx} \cdot r_2 = J_{ges} \cdot \frac{a_x}{r_2}$$

bzw.

$$F_{bx} = J_{ges} \cdot \frac{a_x}{r_2^2} = \left(\frac{m_{St}}{2} + m_{Säge} \cdot \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 + \frac{1}{3} \cdot m_{Schw} \right) \cdot a_x$$

Die über die Kurbelbewegung hervorgerufene Beschleunigung a_x (siehe auch Beispiel 3.6) erhält man mit ω und α zu:

$$a_x \approx r \cdot (\omega^2 \cdot \cos \varphi + \alpha \cdot \sin \varphi) - \frac{r^2}{l} \cdot (\omega^2 \cdot \cos 2\varphi + \frac{\alpha}{2} \cdot \sin 2\varphi)$$

Für die Gewichtskraft im Punkt A gilt:

$$F_{Gx} = \left(\frac{m_{St}}{2} + m_{Säge} \cdot \frac{r_1}{r_2} + m_{Schw} \cdot \frac{1}{2} \right) \cdot g$$

Drehmomente an der Kurbelscheibe

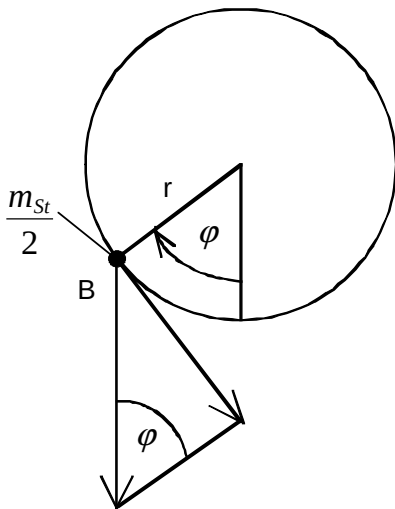
Für das Drehmoment an der Kurbelscheibe aufgrund der Kraft F_x gilt (siehe auch Beispiel 3.6):

$$M_{Fx} = (F_{bx} + F_{Gx}) \cdot \frac{\sin(\pi - \varphi + \beta)}{\cos \beta} \cdot r$$

mit

$$\beta = \arcsin\left(\frac{r}{l} \cdot \sin \varphi\right)$$

Zusätzlich wirkt noch ein Drehmoment aufgrund der Gewichtskraft der halben Stangenmasse im Punkt B:



$$M_{m_{St/2}} = \frac{m_{St}}{2} \cdot g \cdot r \cdot \cos \varphi_1$$

Das Trägheitsmoment der Kurbelscheibe berechnet sich bei Annahme eines Vollzylinders zu:

$$J_{\text{Scheibe}} = \frac{1}{2} \cdot m_{\text{Scheibe}} \cdot r^2$$

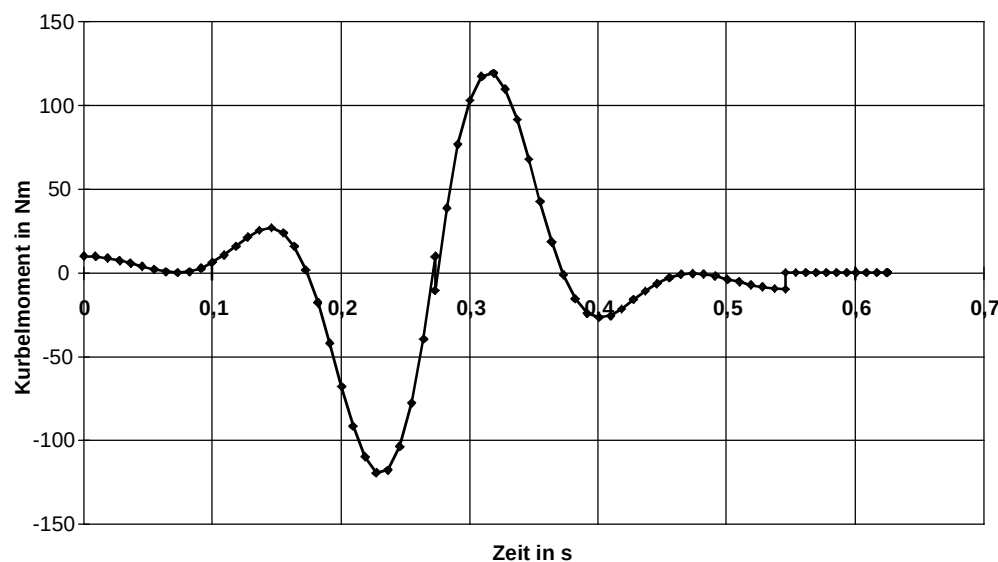
Für die halbe Stangenmasse im Punkt B erhält man das Trägheitsmoment zu:

$$J_{m_{St/2}} = \frac{1}{2} \cdot m_{St} \cdot r^2$$

Insgesamt erhält man für das aufzubringende Drehmoment an der Kurbelscheibe:

$$M_{\text{Kurb}} = M_{F_{St}} + M_{m_{St/2}} + (J_{\text{Scheibe}} + J_{m_{St/2}}) \cdot \alpha_1$$

Mit den gegebenen Zahlenwerten lässt sich das aufzubringende Drehmoment an der Kurbelscheibe z. B. mit einem Excel-Programm berechnen.



Auswahl des Motors

Gewählter Motor:

1FT6044-4AF7 mit Getriebe $i=10$ ($\eta_{\text{Getriebe}}=0,95$), $n_n=3000 \text{ min}^{-1}$, $J_{\text{Mot}}=0,00062 \text{ kgm}^2$ (mit Bremse),
 $\eta_{\text{Mot}}=0,89$, $J_{\text{Getriebe}}=0,000133 \text{ kgm}^2$, $kT_0=1,67 \text{ Nm/A}$, $M_0=5 \text{ Nm}$, $I_0=3 \text{ A}$, $M_{\text{max}}=20 \text{ Nm}$, $I_{\text{max}}=11 \text{ A}$

Maximale Drehzahl des Motors:

$$n_{Mot\ max} = \frac{v_{max} \cdot 60 \cdot i}{\pi \cdot D} = \frac{2,5 \cdot 60 \cdot 16}{\pi \cdot 0,15152} = 5042\ \text{min}^{-1}$$

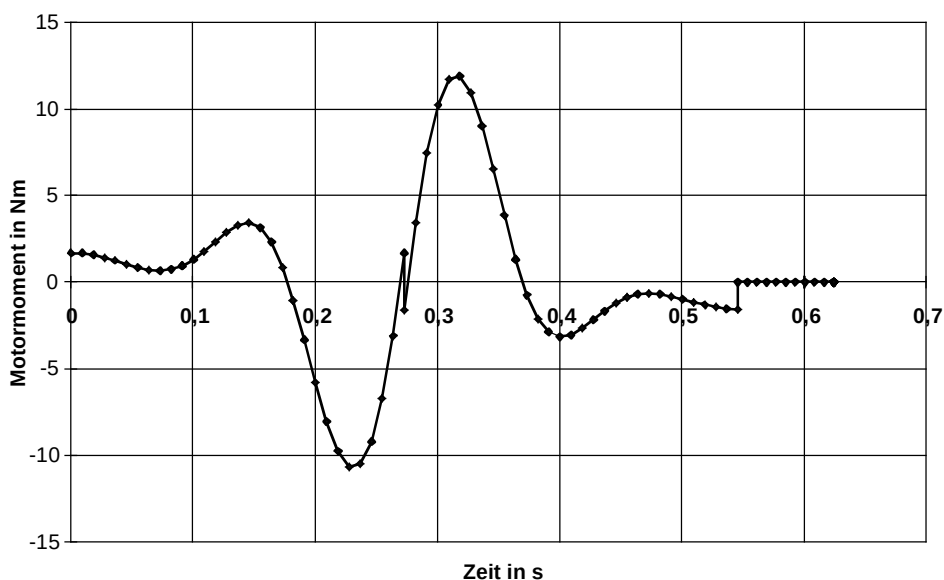
Motormoment

Für das Motormoment gilt:

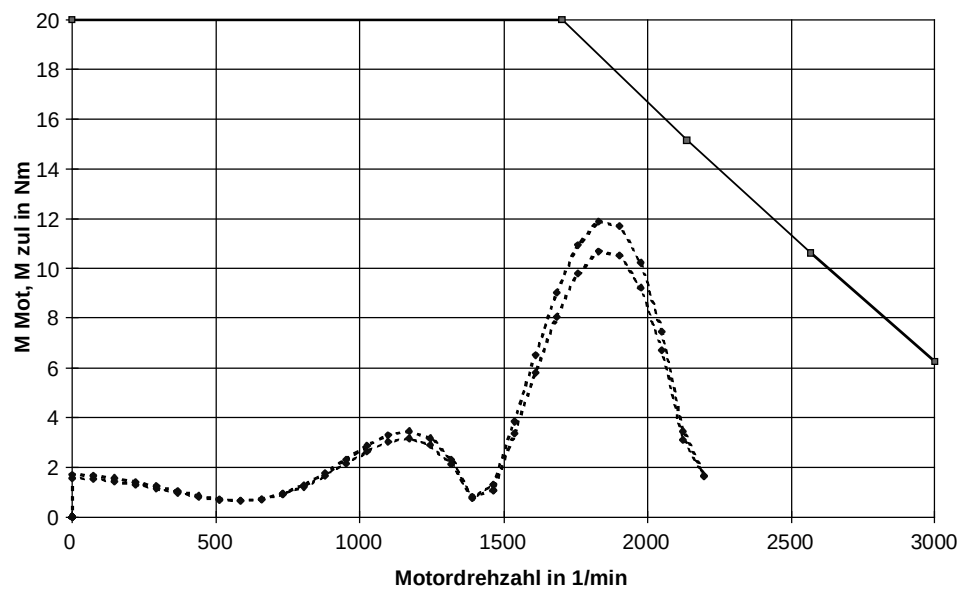
$$M_{Mot\ vor} = J_{Mot} \cdot \alpha_{Last} \cdot i + J_{Getriebe} \cdot \alpha_{Last} \cdot i + M_{Last\ vor} \cdot \frac{1}{i \cdot \eta_{Getriebe}^{VZ}}$$

mit

$$VZ = \text{Vorzeichen}(M_{Kurbel})$$



Das größte Motormoment wird während der Aufwärtsbewegung im motorischen Betrieb benötigt. Es beträgt 11,91 Nm. Das Motormoment während der Abwärtsbewegung im generatorischen Betrieb ist wegen des Getriebewirkungsgrades kleiner.



Das Motormoment liegt unterhalb der Grenzkurve. Bezüglich der dynamischen Grenzen ist der Motor also geeignet.

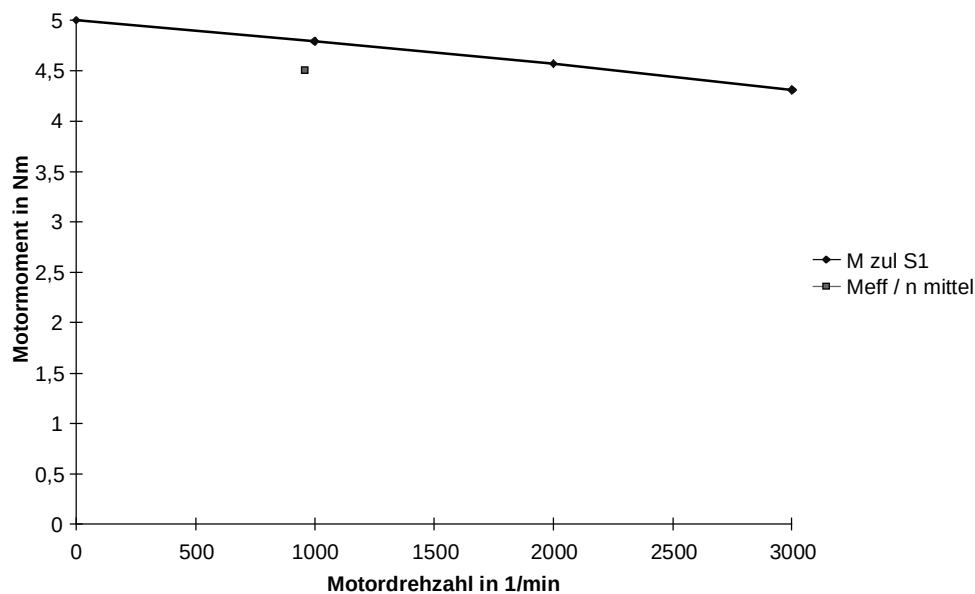
Thermische Überprüfung des Motors

Das effektive Motormoment berechnet sich näherungsweise zu:

$$M_{\text{eff}} = \sqrt{\frac{\int M_{\text{Mot}}^2 \cdot dt}{T}} \approx \sqrt{\frac{\sum \frac{M_{\text{Mot } i-1}^2 + M_{\text{Mot } i}^2 + M_{\text{Mot } i-1} \cdot M_{\text{Mot } i}}{3} \cdot (t_i - t_{i-1})}{0,625}} = 4,5 \text{ Nm}$$

Für die mittlere Motordrehzahl erhält man:

$$n_{\text{mittel}} = \frac{\sum \frac{n_{\text{Mot } i-1} + n_{\text{Mot } i}}{2} \cdot (t_i - t_{i-1})}{T} = \frac{\frac{n_{\text{Mot max}}}{2} \cdot \frac{t_{\text{ges}}}{2} \cdot 2}{T} = \frac{2196 \cdot 0,546}{2 \cdot 0,625} = 959,2 \text{ min}^{-1}$$

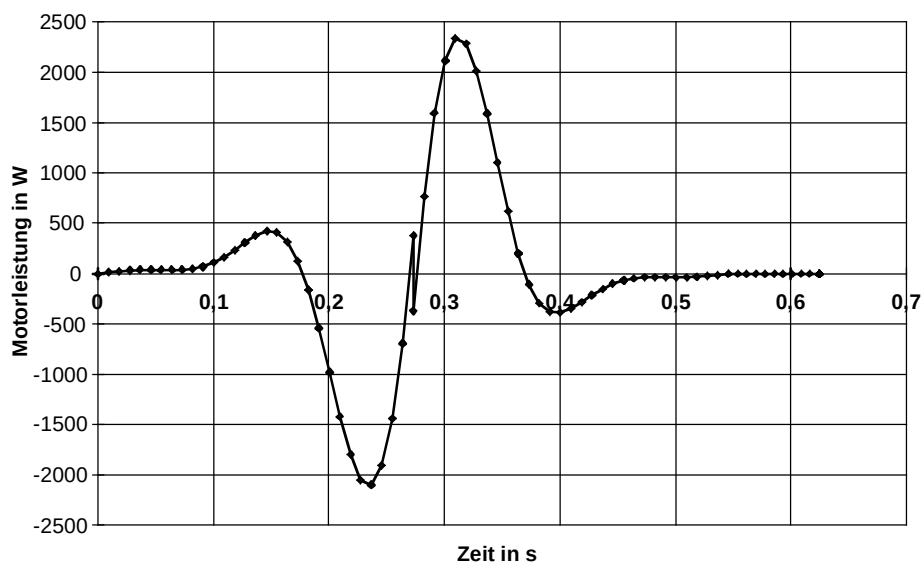


Das effektive Motormoment liegt bei n_{mittel} unterhalb der M_{S1} -Kurve. Der Motor ist also auch bezüglich der thermischen Grenzen geeignet.

Auslegung des Bremswiderstandes

Die Motorleistung ergibt sich aus dem Motormoment und der Winkelgeschwindigkeit zu:

$$P_{\text{Mot}} = M_{\text{Mot}} \cdot i \cdot \omega_1$$



Die max. Bremsleistung für den Bremswiderstand ergibt sich über die max. negative Motorleistung (=Motorbremsleistung) zu:

$$P_{br\ W\ max} = P_{br\ Mot\ max} \cdot \eta_{Mot} \cdot \eta_{WR} = -2747,7 \cdot 0,88 \cdot 0,98 = -2370\ W$$

Die Bremsenergie für einen Zyklus läßt sich über die negative Fläche innerhalb der Kurve der Motorleistung berechnen.

$$W_{br} = \int P_{Mot} \cdot \eta_{Mot} \cdot \eta_{WR} \cdot dt \quad \text{für } P_{Mot} \leq 0$$

$$\approx \sum \eta_{Mot} \cdot \eta_{WR} \cdot \frac{P_{Mot\ i-1} + P_{Mot\ i}}{2} \cdot (t_i - t_{i-1}) \quad \text{für } P_{Mot\ i-1}, P_{Mot\ i} \leq 0$$

Dazu müssen zunächst durch lineare Interpolation die Nullstellen der Motorleistung berechnet werden. Eine Nullstelle zwischen zwei Stützpunkten ergibt sich mit der Bedingung

$$P_{Mot\ i-1} \cdot P_{Mot\ i} < 0$$

zu

$$t_x = t_{i-1} + \frac{t_i - t_{i-1}}{P_{Mot\ i-1} - P_{Mot\ i}} \cdot P_{Mot\ i-1}$$

Die Berechnung ergibt:

$$W_{br} = -204,7\ Ws$$

Für den Bremswiderstand muß gelten:

$$\frac{W_{br}}{T} = \frac{204,7}{1} = 204,7\ W \leq P_{br\ Dauer}$$

Mit

$$P_{br\ Dauer} = \frac{P_{20}}{4,5} \quad (\text{ext. Bremswiderstand})$$

erhält man

$$4,5 \cdot 204,7 = 921\ W \leq P_{20}$$

Weiter muß gelten:

$$P_{br W \max} = 2075 \text{ W} \leq 1,5 \cdot P_{20}$$

Erforderlich ist daher bei Auswahl eines Umrichters der Bauform Kompakt eine Bremseinheit mit $P_{20}=5 \text{ kW}$ (6SE7018-0ES87-2DA0) und externem Bremswiderstand 5 kW (6SE7018-0ES87-2DC0). Bei Auswahl eines Umrichters der Bauform Kompakt Plus ist nur der externe Bremswiderstand erforderlich (Chopper im Umrichter eingebaut).

Auswahl des Umrichters

Der Umrichter wird nach dem Spitzenwert und dem Effektivwert des Motorstromes ausgewählt.

Für den Motorstrom gilt mit Berücksichtigung der Sättigung:

$$I_{Mot} = \frac{|M_{Mot}|}{kT_0 \cdot b_1} \quad \text{für } |M_{Mot}| \leq M_0$$

$$I_{Mot} = \frac{|M_{Mot}|}{kT_0 \cdot b_1 \cdot \left(1 - \left(\frac{|M_{Mot}| - M_0}{M_{\max} - M_0}\right)^2 \cdot \left(1 - \frac{M_{\max} \cdot I_0}{M_0 \cdot I_{\max}}\right)\right)} \quad \text{für } |M_{Mot}| > M_0$$

mit

$$b_1 = 1 - b \cdot \left(\frac{|n_{Mot}|}{6000}\right)^{1,5} \quad (b=0,1 \text{ für } BG < 100, \text{ sonst } 0,15)$$

Für den Spitzenstrom erhält man 7,13 A. Der Effektivwert berechnet sich zu:

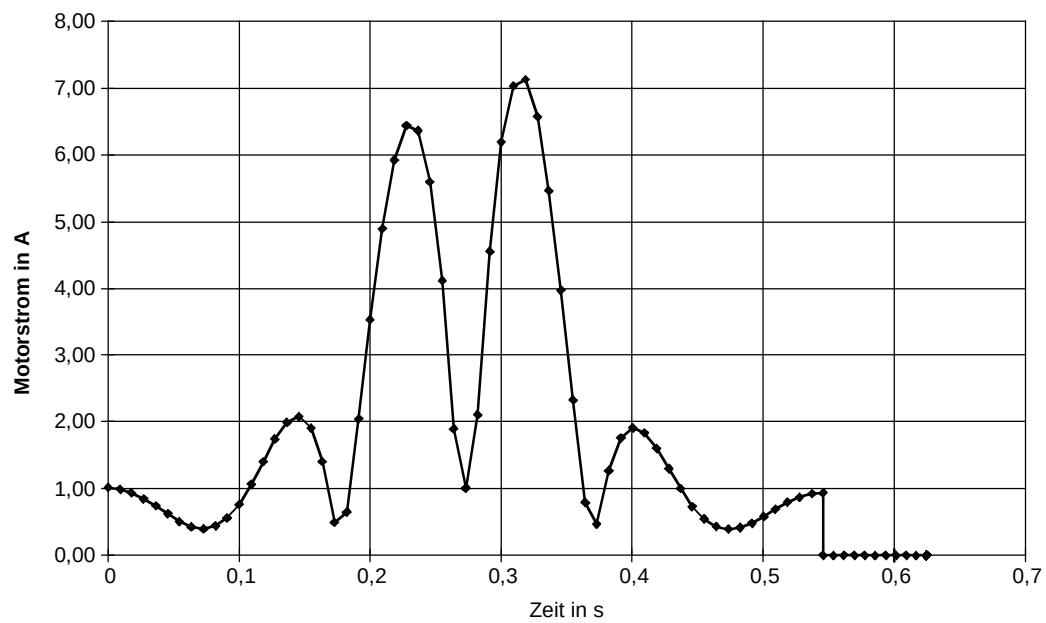
$$I_{eff} \approx \sqrt{\frac{\sum \frac{I_{Mot i-1}^2 + I_{Mot i}^2 + I_{Mot i-1} \cdot I_{Mot i}}{3} \cdot (t_i - t_{i-1})}{T}} = 4,35 \text{ A}$$

Gewählter Umrichter SIMOVERT MASTERDRIVES MOTION CONTROL:

6SE7015-0EP50 (Bauform Kompakt Plus)

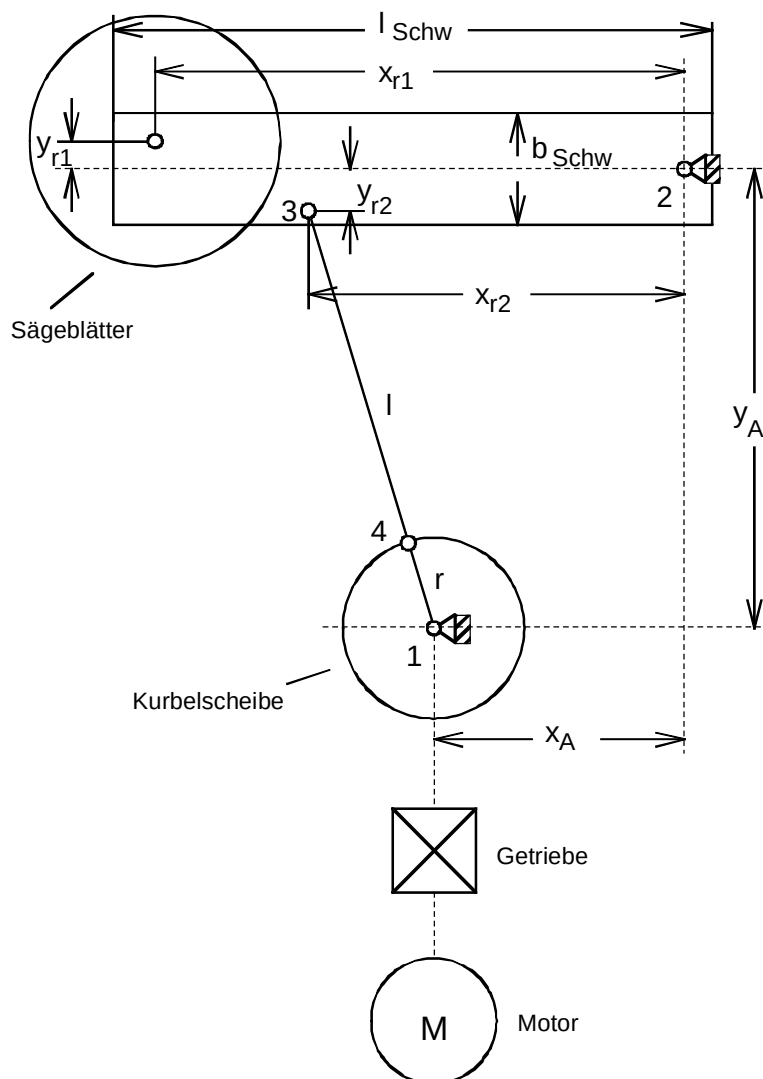
$P_{Un}=1,5 \text{ kW}$; $I_{Un}=5 \text{ A}$; $I_{U \max}=8 \text{ A}$

mit externem Bremswiderstand 5 kW (6SE7018-0ES87-2DC0)



3.14 Sägeantrieb als Viergelenk-System

Der in 3.13 betrachtete Sägeantrieb soll mit geänderten Daten neu berechnet werden. Die geometrische Anordnung ist jetzt derart, daß die Näherung mit der Schubkurbel nicht mehr verwendet werden kann. Die Anordnung wird daher als sogenanntes Viergelenk-System betrachtet.



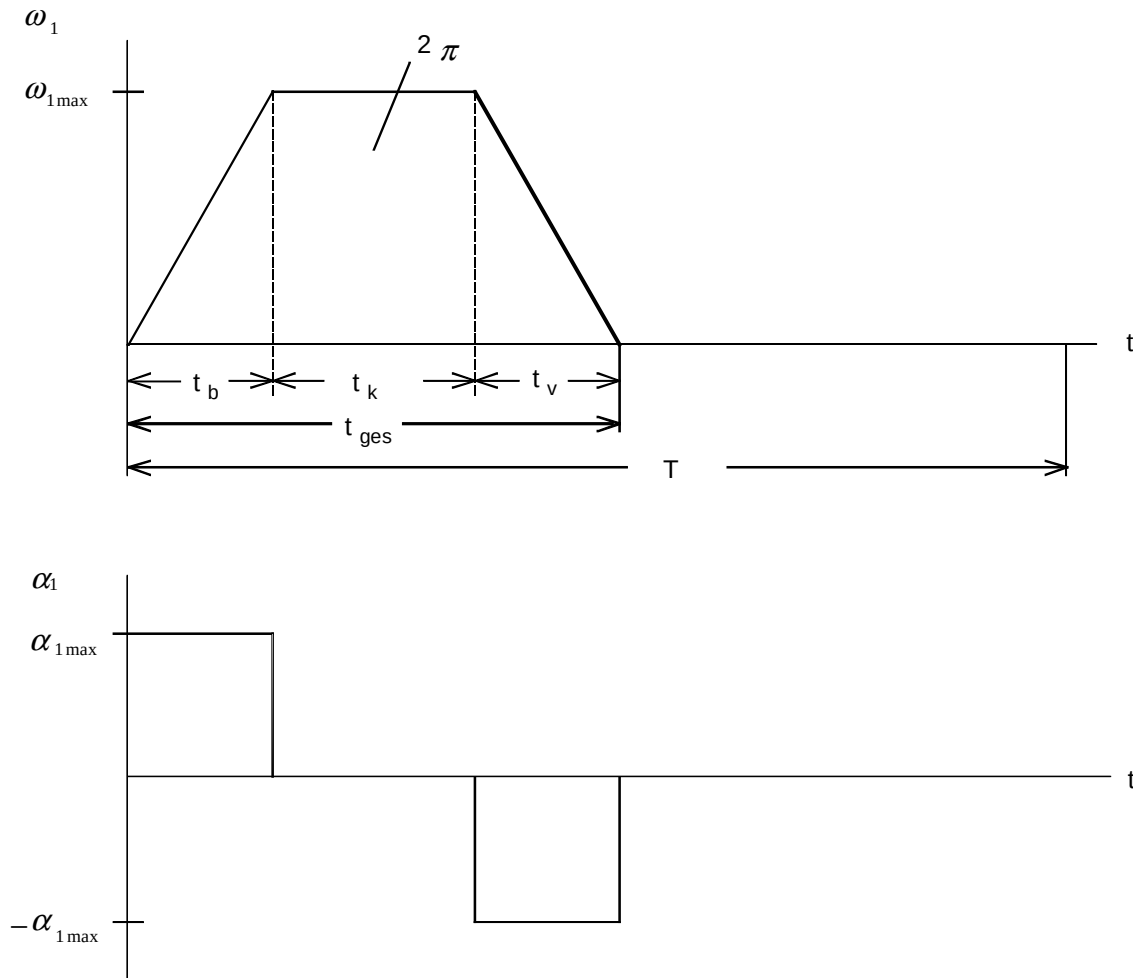
Prinzipbild

Daten des Antriebs

Masse der Sägeblätter	$m_{\text{Säge}}$	= 21,5 kg
Masse Kurbelschwinge	m_{Schw}	= 26,5 kg
Masse Kurbelstange	m_{St}	= 7,5 kg
Trägheitsmoment Kurbelscheibe	J_{Scheibe}	= 0,21 kgm ²
Länge Kurbelschwinge	l_{Schw}	= 0,59 m
Breite Kurbelschwinge	b_{Schw}	= 0,18 m
Länge Kurbelstange	l	= 0,4 m
Radius Kurbelscheibe	r	= 0,1 m
Abstand Mitte Sägeblätter zum festen Drehp. 2 (x-Richtung)	$x_{r\ 1}$	= 0,54 m
Abstand Mitte Sägeblätter zum festen Drehp. 2 (y-Richtung)	$y_{r\ 1}$	= 0,0325 m
Abstand Punkt 3 zum festen Drehp. 2 (x-Richtung)	$x_{r\ 2}$	= 0,43 m
Abstand Punkt 3 zum festen Drehp. 2 (y-Richtung)	$y_{r\ 2}$	= 0,035 m
Abstand Punkt 1 zu Punkt 2 (x-Richtung)	x_A	= 0,35 m
Abstand Punkt 1 zu Punkt 2 (y-Richtung)	y_A	= 0,5285 m
Taktzeit	T	= 1 s

Bewegungsablauf

Ausgehend vom oberen Totpunkt (d.h. Kurbelstange und Kurbelradius in einer Linie) bewegt sich die Kurbelscheibe im Uhrzeigersinn innerhalb von 0,5 s um 360 Grad. Anschließend erfolgt eine Pause von ebenfalls 0,5 s. Die max. Drehzahl der Kurbelscheibe soll 192 min⁻¹ betragen. Damit ergibt sich für die Winkelgeschwindigkeit und die Winkelbeschleunigung der Kurbelscheibe folgender Verlauf.



Für $\omega_{1\max}$, t_b , t_v und t_k erhält man:

$$\omega_{1\max} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{1\max}}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 192}{60} = 20,106 \text{ s}^{-1}$$

$$t_b = t_v = \frac{\omega_{1\max} \cdot t_{\text{ges}} - 2 \cdot \pi}{\omega_{1\max}} = \frac{20,106 \cdot 0,5 - 2 \cdot \pi}{20,106} = 0,1875 \text{ s}$$

$$t_k = t_{\text{ges}} - 2 \cdot t_b = 0,5 - 2 \cdot 0,1875 = 0,125 \text{ s}$$

Damit ergibt sich die Winkelbeschleunigung der Kurbelscheibe zu:

$$\alpha_{1\max} = \frac{\omega_{1\max}}{t_b} = \frac{20,106}{0,1875} = 107,232 \text{ s}^{-2}$$

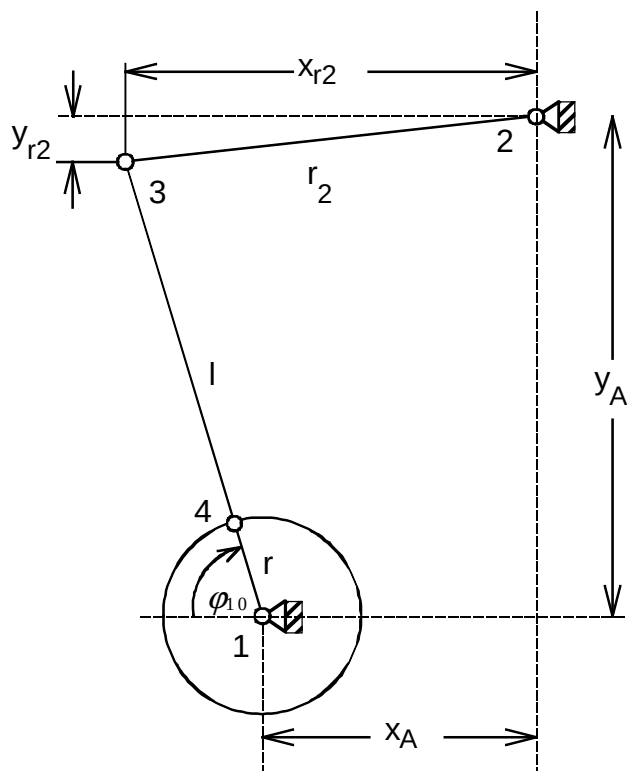


Bild zur Bestimmung des Startwinkels im oberen Totpunkt

Der Startwinkel im oberen Totpunkt bei $t=0$ ergibt sich zu:

$$\varphi_{10} = \arctan \frac{y_A - y_{r2}}{x_{r2} - x_A} = \arctan \frac{0,5285 - 0,035}{0,43 - 0,35} = 1,4101 \text{ rad} \quad (\text{entspricht } 80,79 \text{ Grad})$$

Jetzt lässt sich die Winkelbeschleunigung α_1 , die Winkelgeschwindigkeit ω_1 und der Drehwinkel φ_1 der Kurbelscheibe als Funktion der Zeit darstellen.

Bereich: $0 \leq t \leq t_b$ (Beschleunigen)

$$\alpha_1 = \alpha_{1\max}$$

$$\omega_1 = \alpha_{1\max} \cdot t$$

$$\varphi_1 = \varphi_{10} + \frac{1}{2} \cdot \alpha_{1\max} \cdot t^2$$

Bereich: $t_b \leq t \leq t_b + t_k$ (konst. Winkelgeschwindigkeit)

$$\alpha_1 = 0$$

$$\omega_1 = \omega_{1\max}$$

$$\varphi_1 = \varphi_{10} + \frac{1}{2} \cdot \omega_{1\max} \cdot t_b + \omega_{1\max} \cdot (t - t_b)$$

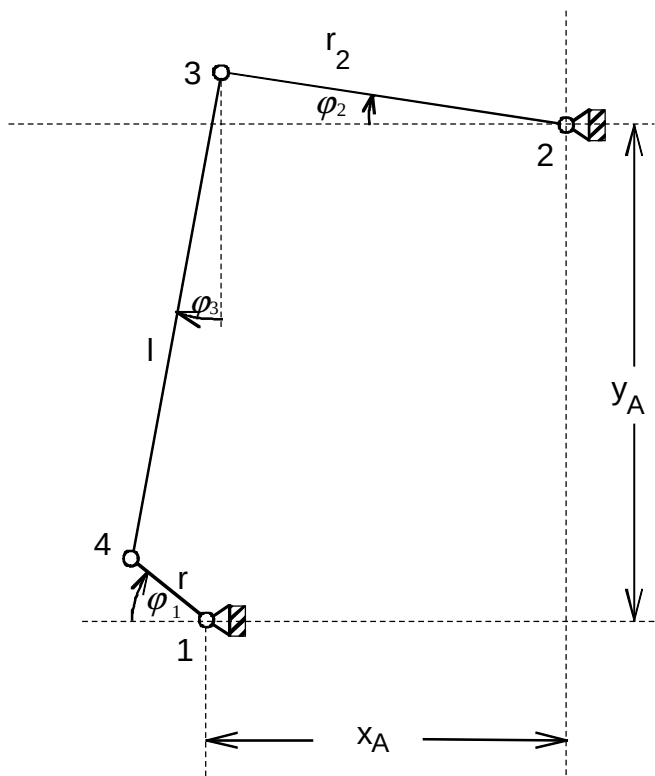
Bereich: $t_b + t_k \leq t \leq t_{ges}$ (Verzögern)

$$\alpha_1 = -\alpha_{1\max}$$

$$\omega_1 = \omega_{1\max} - \alpha_{1\max} \cdot (t - t_b - t_k)$$

$$\varphi_1 = \varphi_{10} + \frac{1}{2} \cdot \omega_{1\max} \cdot t_b + \omega_{1\max} \cdot t_k + \omega_{1\max} \cdot (t - t_b - t_k) - \frac{1}{2} \cdot \alpha_{1\max} \cdot (t - t_b - t_k)^2$$

Winkelbeziehungen in einem Viereck-System



Punkte 3 und 4 verteilt. Die Kurbelschwinge wird als Rechteck mit der Länge l_{Schw} , mit der Breite b_{Schw} und mit der Masse m_{Schw} angenommen. Das Trägheitsmoment bezüglich des festen Drehpunktes 2 beträgt dann:

$$J_2 = m_{\text{Säge}} \cdot r_1^2 + \frac{m_{\text{St}}}{2} \cdot r_2^2 + m_{\text{Schw}} \cdot \left(\frac{l_{\text{Schw}}^2}{3} + \frac{b_{\text{Schw}}^2}{12} \right)$$

mit

$$r_1 = \sqrt{x_{r1}^2 + y_{r1}^2}$$

Das Beschleunigungsmoment ergibt sich mit der Winkelbeschleunigung der Kurbelschwinge α_2 zu:

$$M_{2b} = J_2 \cdot \alpha_2$$

Die Winkelgeschwindigkeit ω_2 der Kurbelschwinge erhält man durch implizite Differentiation der Gl. 1.

$$\omega_2 = \frac{r \cdot \omega_1 \cdot (A \cdot \sin \varphi_1 + B \cdot \cos \varphi_1)}{r_2 \cdot (A \cdot \sin \varphi_2 + B \cdot \cos \varphi_2)}$$

mit

$$A = x_A + r \cdot \cos \varphi_1 - r_2 \cdot \cos \varphi_2$$

$$B = y_A - r \cdot \sin \varphi_1 + r_2 \cdot \sin \varphi_2$$

Durch Differentiation von ω_2 erhält man schließlich die gesuchte Winkelbeschleunigung α_2 zu:

$$\alpha_2 = \frac{r \cdot (\alpha_1 \cdot Z + \omega_1 \cdot \dot{Z}) - r_2 \cdot \omega_2 \cdot \dot{N}}{r_2 \cdot N}$$

mit

$$Z = A \cdot \sin \varphi_1 + B \cdot \cos \varphi_1$$

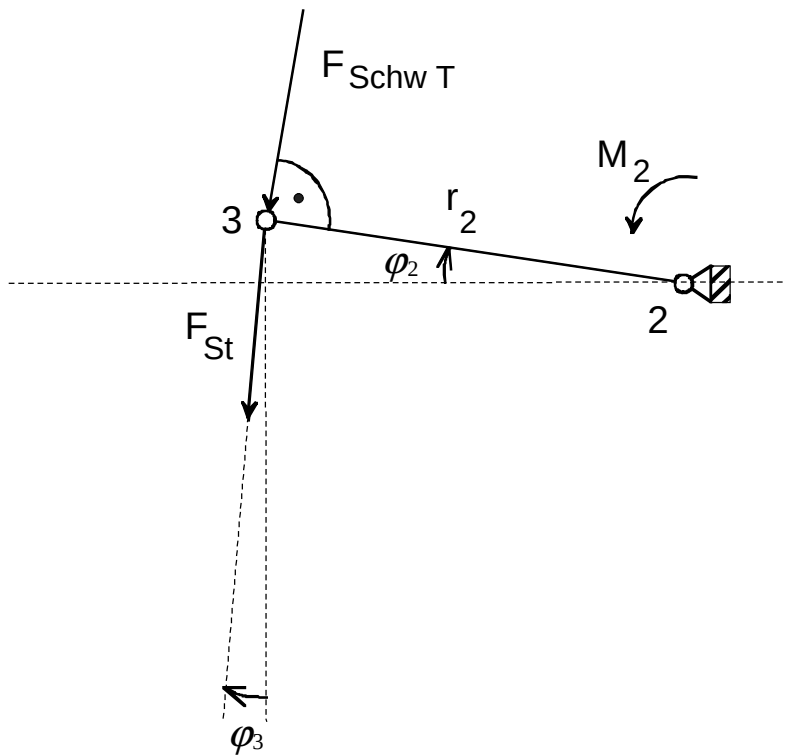
$$N = A \cdot \sin \varphi_2 + B \cdot \cos \varphi_2$$

$$\dot{Z} = \sin \varphi_1 \cdot (\dot{A} - B \cdot \omega_1) + \cos \varphi_1 \cdot (\dot{B} + A \cdot \omega_1)$$

$$\dot{N} = \sin \varphi_2 \cdot (\dot{A} - B \cdot \omega_2) + \cos \varphi_2 \cdot (\dot{B} + A \cdot \omega_2)$$

$$\dot{A} = -r \cdot \omega_1 \cdot \sin \varphi_1 + r_2 \cdot \omega_2 \cdot \sin \varphi_2$$

$$\dot{B} = -r \cdot \omega_1 \cdot \cos \varphi_1 + r_2 \cdot \omega_2 \cdot \cos \varphi_2$$



$$M_2 = M_{2b} + M_{2G}$$

Drehmoment um den Punkt 2

$$F_{SchwT} = \frac{M_{2b} + M_{2G}}{r_2}$$

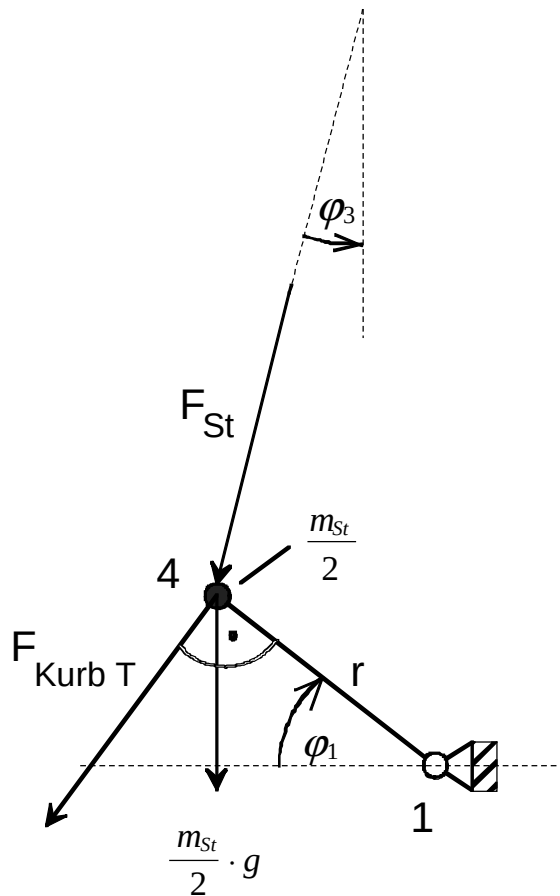
Tangentialkraft senkrecht zu r_2

$$F_{St} = \frac{F_{SchwT}}{\cos(\varphi_3 - \varphi_2)} = \frac{M_{2b} + M_{2G}}{r_2 \cdot \cos(\varphi_3 - \varphi_2)}$$

Stangenkraft in Richtung I

Drehmomente an der Kurbelscheibe

Die Stangenkraft lässt sich in eine Tangentialkomponente senkrecht zu r zerlegen.



$$F_{Kurb\ T} = F_{St} \cdot \cos(\varphi_1 - \varphi_3)$$

Damit erhält man für das Drehmoment aufgrund der Stangenkraft:

$$M_{F_{St}} = F_{Kurb\ T} \cdot r = F_{St} \cdot r \cdot \cos(\varphi_1 - \varphi_3)$$

Zusätzlich wirkt noch ein Drehmoment aufgrund der Gewichtskraft der halben Stangenmasse im Punkt 4.

$$M_{m_{St/2}} = \frac{m_{St}}{2} \cdot g \cdot r \cdot \cos \varphi_1$$

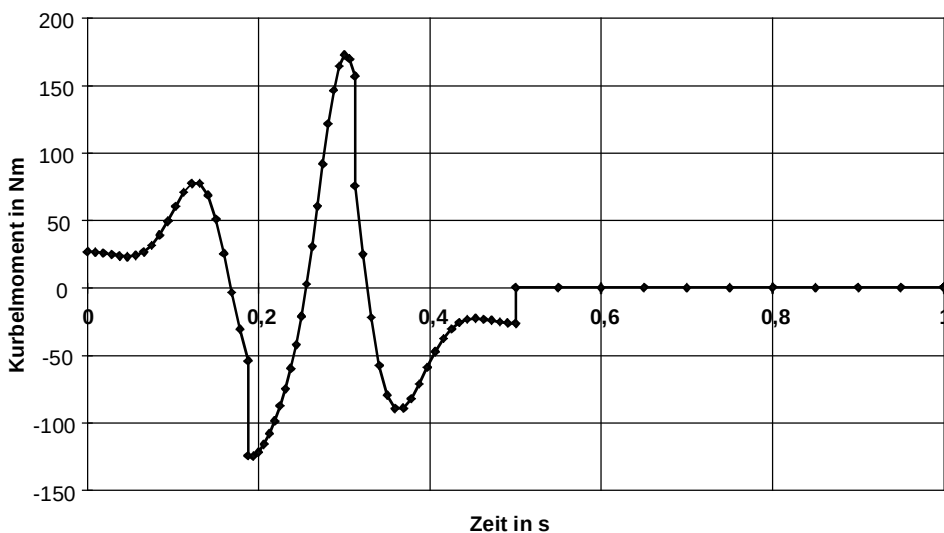
Für die halbe Stangenmasse im Punkt 4 erhält man das Trägheitsmoment zu:

$$J_{m_{St/2}} = \frac{1}{2} \cdot m_{St} \cdot r^2$$

Insgesamt erhält man für das aufzubringende Drehmoment an der Kurbelscheibe:

$$M_{Kurb} = M_{F_{St}} + M_{m_{St/2}} + (J_{Scheibe} + J_{m_{St/2}}) \cdot \alpha_1$$

Mit den gegebenen Zahlenwerten lässt sich das aufzubringende Drehmoment an der Kurbelscheibe z. B. mit einem Excel-Programm berechnen.



Auswahl des Motors

Gewählter Motor:

1FK6063-6AF71 mit Getriebe $i=10$ ($\eta_{\text{Getriebe}}=0,95$), $n_n=3000 \text{ min}^{-1}$, $J_{\text{Mot}}=0,00167 \text{ kgm}^2$ (mit Bremse),
 $\eta_{\text{Mot}}=0,89$, $J_{\text{Getriebe}}=0,000542 \text{ kgm}^2$, $kT_0=1,33 \text{ Nm/A}$, $M_0=11 \text{ Nm}$, $I_0=8,3 \text{ A}$, $M_{\text{max}}=37 \text{ Nm}$, $I_{\text{max}}=28 \text{ A}$

Maximale Drehzahl des Motors:

$$n_{\text{Mot max}} = \frac{v_{\text{max}} \cdot 60 \cdot i}{\pi \cdot D} = \frac{2,5 \cdot 60 \cdot 16}{\pi \cdot 0,15152} = 5042 \text{ min}^{-1}$$

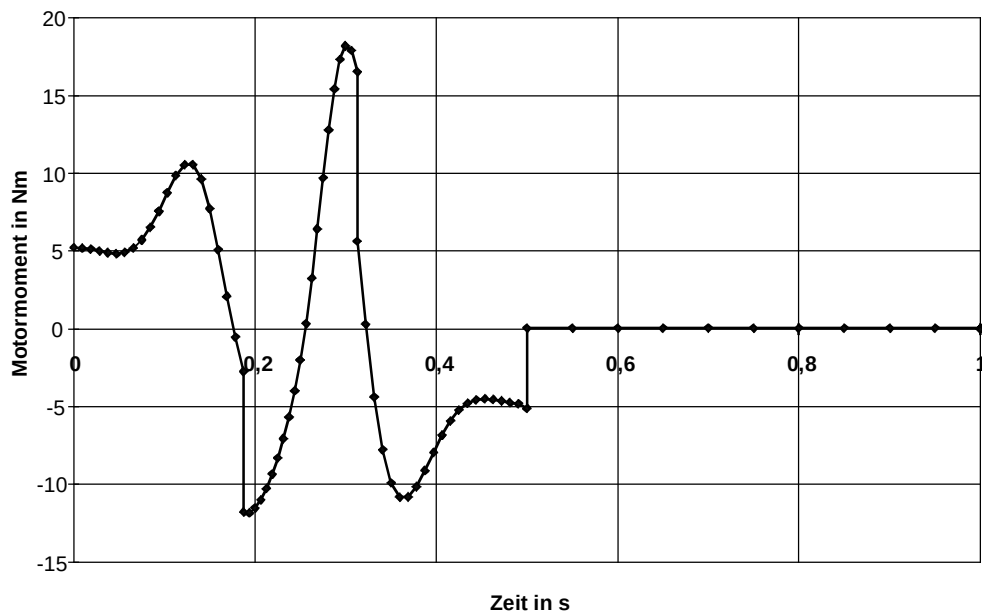
Motormoment

Für das Motormoment gilt:

$$M_{\text{Mot vor}} = J_{\text{Mot}} \cdot \alpha_{\text{Last}} \cdot i + J_{\text{Getriebe}} \cdot \alpha_{\text{Last}} \cdot i + M_{\text{Last vor}} \cdot \frac{1}{i \cdot \eta_{\text{Getriebe}}^{\text{VZ}}}$$

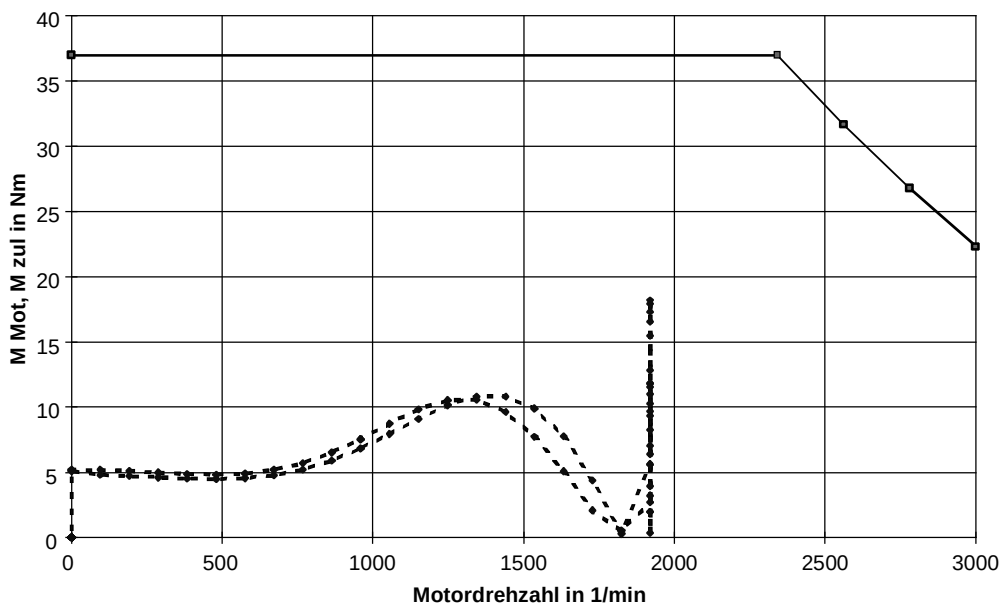
mit

$$VZ = \text{Vorzeichen}(M_{\text{Kurb}})$$



Das größte Motormoment wird während der Aufwärtsbewegung im motorischen Betrieb benötigt. Es beträgt 18,19 Nm. Das Motormoment während der Abwärtsbewegung im generatorischen Betrieb ist wegen des Getriebewirkungsgrades kleiner. Während der Pausenphase bei $\varphi_1 = \varphi_{10}$ ergibt sich wegen $\varphi_{10} \neq 90$ Grad ein Haltemoment. Da Kurbelstange und Kurbelradius in einer Linie liegen, kann nur die Gewichtskraft der Kurbelstange zum Haltemoment beitragen. Es ist:

$$M_{\text{Mot Halte}} = \frac{m_{\text{St}}}{2} \cdot g \cdot r \cdot \cos \varphi_{10} \cdot \frac{1}{i} = \frac{7,5}{2} \cdot 9,81 \cdot 0,1 \cdot \cos 1,4101 \cdot \frac{1}{10} = 0,0589 \text{ Nm}$$



Das Motormoment liegt unterhalb der Grenzkurve. Bezüglich der dynamischen Grenzen ist der Motor also geeignet.

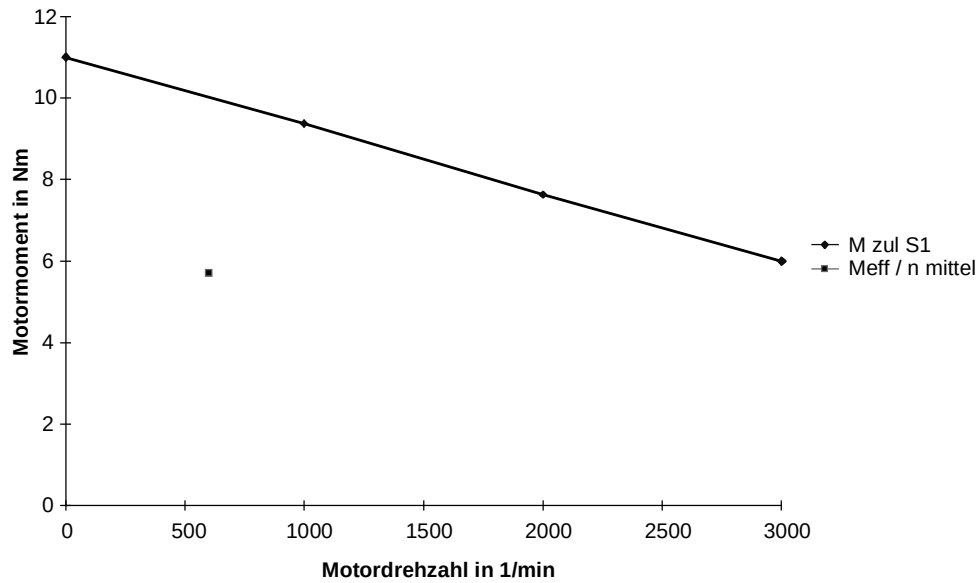
Thermische Überprüfung des Motors

Das effektive Motormoment berechnet sich näherungsweise zu:

$$M_{eff} = \sqrt{\frac{\int M_{Mot}^2 \cdot dt}{T}} \approx \sqrt{\frac{\sum \frac{M_{Mot\ i-1}^2 + M_{Mot\ i}^2 + M_{Mot\ i-1} \cdot M_{Mot\ i}}{3} \cdot (t_i - t_{i-1})}{1}} = 5,71 \text{ Nm}$$

Für die mittlere Motordrehzahl erhält man:

$$n_{mittel} = \frac{\sum \frac{n_{Mot\ i-1} + n_{Mot\ i}}{2} \cdot (t_i - t_{i-1})}{T} = \frac{\frac{n_{Mot\ max}}{2} \cdot t_b \cdot 2 + n_{Mot\ max} \cdot t_k}{T} = \frac{1920 \cdot (0,1875 + 0,125)}{1} = 600 \text{ min}^{-1}$$

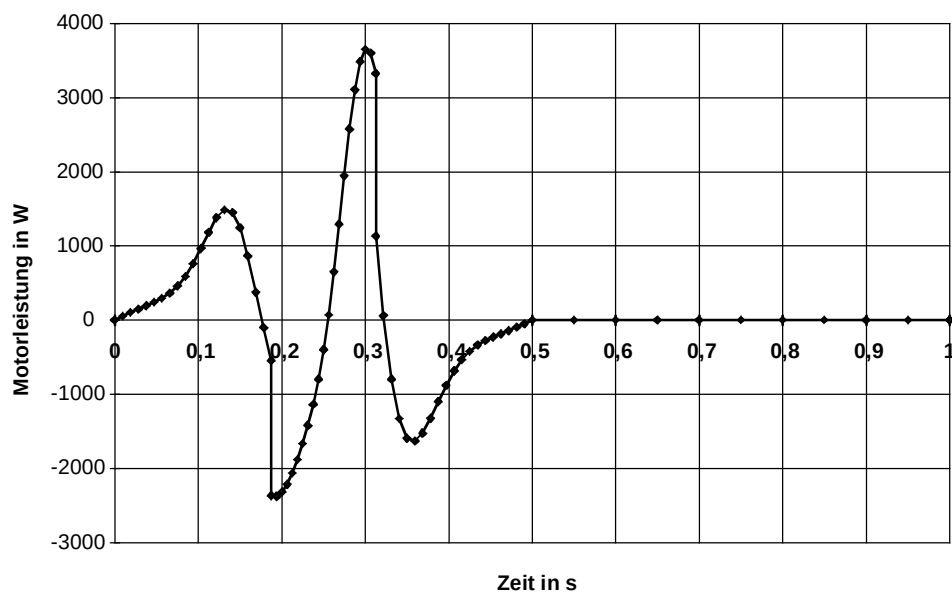


Das effektive Motormoment liegt bei n_{mittel} unterhalb der M_{S1} -Kurve. Der Motor ist also auch bezüglich der thermischen Grenzen geeignet.

Auslegung des Bremswiderstandes

Die Motorleistung ergibt sich aus dem Motormoment und der Winkelgeschwindigkeit zu:

$$P_{\text{Mot}} = M_{\text{Mot}} \cdot i \cdot \omega_1$$



Die max. Bremsleistung für den Bremswiderstand ergibt sich über die max. negative Motorleistung (=Motorbremsleistung) zu:

$$P_{br W \max} = P_{br Mot \max} \cdot \eta_{Mot} \cdot \eta_{WR} = -2747,7 \cdot 0,88 \cdot 0,98 = -2370 \text{ W}$$

Die Bremsenergie für einen Zyklus läßt sich über die negative Fläche innerhalb der Kurve der Motorleistung berechnen.

$$W_{br} = \int P_{Mot} \cdot \eta_{Mot} \cdot \eta_{WR} \cdot dt \quad \text{für } P_{Mot} \leq 0$$

$$\approx \sum \eta_{Mot} \cdot \eta_{WR} \cdot \frac{P_{Mot i-1} + P_{Mot i}}{2} \cdot (t_i - t_{i-1}) \quad \text{für } P_{Mot i-1}, P_{Mot i} \leq 0$$

Dazu müssen zunächst durch lineare Interpolation die Nullstellen der Motorleistung berechnet werden. Eine Nullstelle zwischen zwei Stützpunkten ergibt sich mit der Bedingung

$$P_{Mot i-1} \cdot P_{Mot i} < 0$$

zu

$$t_x = t_{i-1} + \frac{t_i - t_{i-1}}{P_{Mot i-1} - P_{Mot i}} \cdot P_{Mot i-1}$$

Die Berechnung ergibt:

$$W_{br} = -204,7 \text{ Ws}$$

Für den Bremswiderstand muß gelten:

$$\frac{W_{br}}{T} = \frac{204,7}{1} = 204,7 \text{ W} \leq P_{br \text{ Dauer}}$$

Mit

$$P_{br \text{ Dauer}} = \frac{P_{20}}{4,5} \quad (\text{ext. Bremswiderstand})$$

erhält man

$$4,5 \cdot 204,7 = 921 \text{ W} \leq P_{20}$$

Weiter muß gelten:

$$P_{br W \max} = 2075 \text{ W} \leq 1,5 \cdot P_{20}$$

Erforderlich ist daher bei Auswahl eines Umrichters der Bauform Kompakt eine Bremseinheit mit $P_{20}=5 \text{ kW}$ (6SE7018-0ES87-2DA0) und externem Bremswiderstand 5 kW (6SE7018-0ES87-2DC0). Bei Auswahl eines Umrichters der Bauform Kompakt Plus ist nur der externe Bremswiderstand erforderlich (Chopper im Umrichter eingebaut).

Auswahl des Umrichters

Der Umrichter wird nach dem Spitzenwert und dem Effektivwert des Motorstromes ausgewählt. Für den Motorstrom gilt mit Berücksichtigung der Sättigung:

$$I_{Mot} = \frac{|M_{Mot}|}{kT_0 \cdot b_1} \quad \text{für } |M_{Mot}| \leq M_0$$

$$I_{Mot} = \frac{|M_{Mot}|}{kT_0 \cdot b_1 \cdot \left(1 - \left(\frac{|M_{Mot}| - M_0}{M_{\max} - M_0}\right)^2 \cdot \left(1 - \frac{M_{\max} \cdot I_0}{M_0 \cdot I_{\max}}\right)\right)} \quad \text{für } |M_{Mot}| > M_0$$

mit

$$b_1 = 1 - b \cdot \left(\frac{|n_{Mot}|}{6000}\right)^{1,5} \quad (b=0,1 \text{ für } BG < 100, \text{ sonst } 0,15)$$

Für den Spitzenstrom erhält man 13,93 A. Der Effektivwert berechnet sich zu:

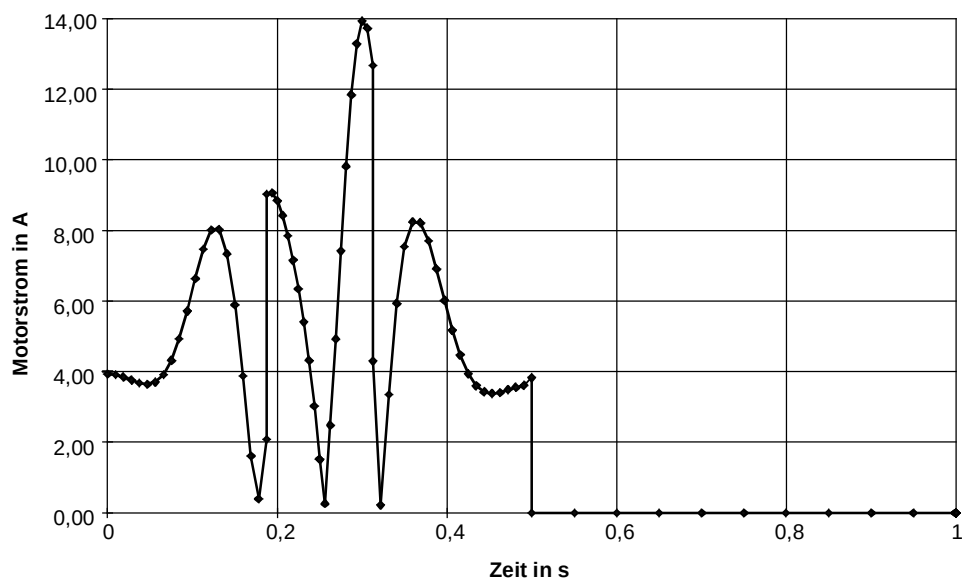
$$I_{eff} \approx \sqrt{\frac{\sum \frac{I_{Mot i-1}^2 + I_{Mot i}^2 + I_{Mot i-1} \cdot I_{Mot i}}{3} \cdot (t_i - t_{i-1})}{T}} = 4,35 \text{ A}$$

Gewählter Umrichter SIMOVERT MASTERDRIVES MOTION CONTROL:

6SE7021-0EP50 (Bauform Kompakt Plus)

$P_{Un}=4 \text{ kW}$; $I_{Un}=10 \text{ A}$; $I_{U \max}=16 \text{ A}$ (1,6fache Überlastfähigkeit)

mit externem Bremswiderstand 5 kW (6SE7018-0ES87-2DC0)



3.15 Gitterschweißmaschine

Es sollen die Antriebe für eine Gitterschweißmaschine ausgelegt werden. Dabei handelt es sich um die 4 Antriebe Einschubwagen, Rollenvorschub, Querdrahteinschub und Gitterabtransport. Es sollen Synchronservomotoren mit Wechselrichtern, Einspeiseeinheit und zentralem Bremswiderstand eingesetzt werden.

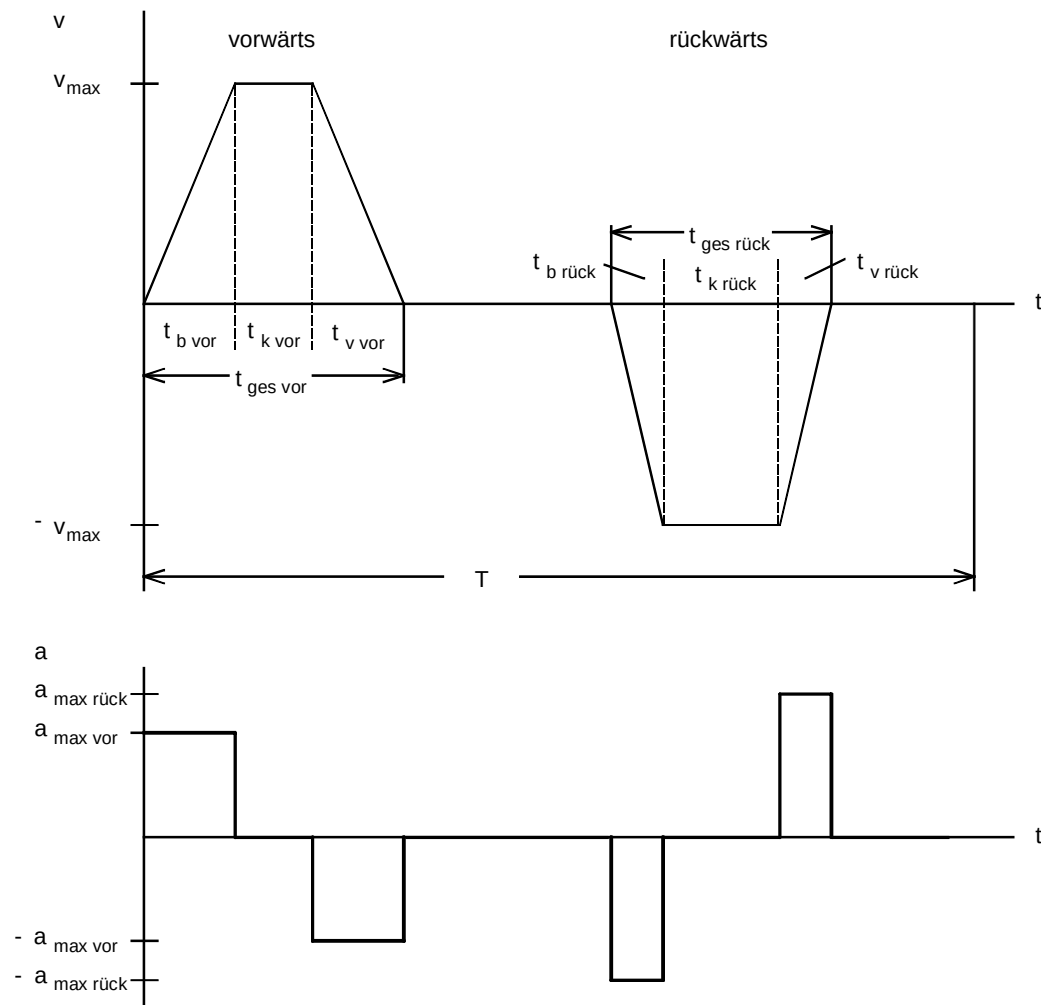
Einschubwagen

Beim Antrieb für den Einschubwagen handelt es sich um einen Fahrtrieb zum Einziehen der Längsdrähte. Beim Start des Einziehens wird für 200 ms eine Losbrechkraft angenommen, anschließend wird mit einer statischen Einzugskraft weitergerechnet. Bei der Auslegung soll eine Sicherheit von 100% bezüglich Losbrechkraft und Einzugskraft berücksichtigt werden.

Daten des Antriebs

Wagenmasse	m_{Wagen}	= 350 kg
Lastmasse (Drähte)	m_{Last}	= 100 kg
Losbrechkraft (für 200 ms)	F_{LB}	= 2750 N
Einzugskraft statisch	F_{Z}	= 600 N
Reibkraft	F_{R}	= 400 N
Verfahrweg	s	= 6 m
Max. Fahrgeschwindigkeit	v_{max}	= 2,5 m/s
Fahrzeit vorwärts	$t_{\text{ges vor}}$	= 4 s
Fahrzeit rückwärts	$t_{\text{ges rück}}$	= 3,25 s
Ritzeldurchmesser	D	= 0,15152 m
Taktzeit	T	= 16 s

Fahrkurve



$$t_{b \text{ vor}} = t_{v \text{ vor}} = t_{\text{ges vor}} - \frac{s}{v_{\max}} = 4 - \frac{6}{2,5} = 1,6 \text{ s}$$

$$t_{k \text{ vor}} = t_{\text{ges vor}} - 2 \cdot t_{b \text{ vor}} = 4 - 2 \cdot 1,6 = 0,8 \text{ s}$$

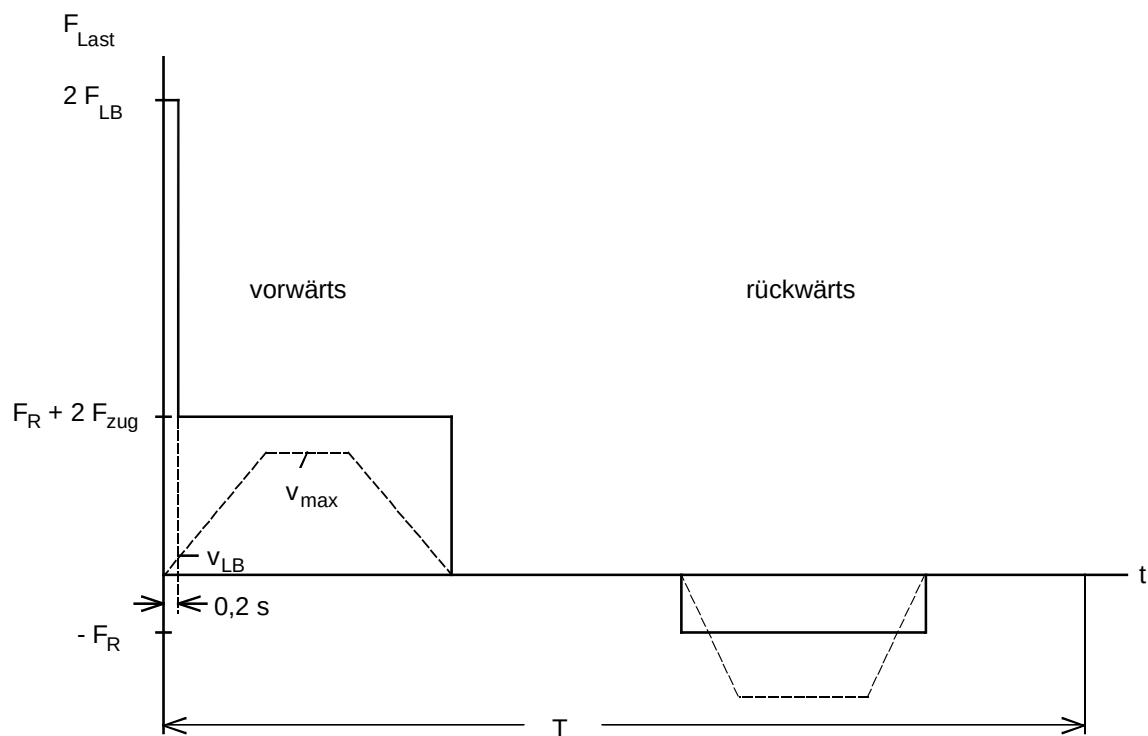
$$a_{\max \text{ vor}} = \frac{v_{\max}}{t_{b \text{ vor}}} = \frac{2,5}{1,6} = 1,5625 \text{ m/s}^2$$

$$t_{b \text{ rück}} = t_{v \text{ rück}} = t_{\text{ges rück}} - \frac{s}{v_{\max}} = 3,25 - \frac{6}{2,5} = 0,85 \text{ s}$$

$$t_{k\text{ rück}} = t_{\text{ges rück}} - 2 \cdot t_{b\text{ rück}} = 3,25 - 2 \cdot 0,85 = 1,55 \text{ s}$$

$$a_{\text{max rück}} = \frac{v_{\text{max}}}{t_{b\text{ rück}}} = \frac{2,5}{0,85} = 2,94 \text{ m/s}^2$$

Lastkraftkurve



In der Lastkraftkurve ist die Sicherheit von 100% bei der Losbrechkraft und bei der statischen Einzugskraft berücksichtigt. Die Fahrgeschwindigkeit, bis zu der die Losbrechkraft wirkt, berechnet sich zu:

$$v_{\text{LB}} = v_{\text{max}} \cdot \frac{0,2 \text{ s}}{t_{b\text{ vor}}} = 2,5 \cdot \frac{0,2}{1,6} = 0,3125 \text{ m/s}$$

Lastmoment

Für das Lastmoment gilt:

$$M_{Last\ vor} = J_{Last\ vor} \cdot \alpha_{Last} + F_{Last} \cdot \frac{D}{2}$$

$$M_{Last\ rück} = J_{Last\ rück} \cdot \alpha_{Last} + F_{Last} \cdot \frac{D}{2}$$

mit

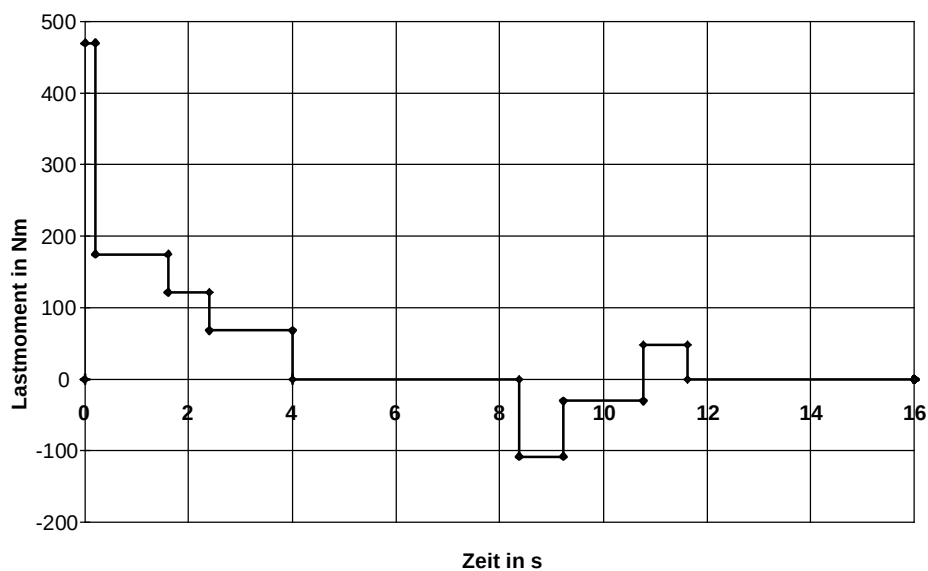
$$\alpha_{Last} = a \cdot \frac{2}{D}$$

$$J_{Last\ vor} = (m_{Wagen} + m_{Last}) \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2$$

$$J_{Last\ rück} = m_{Wagen} \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2$$

a aus der Kurve $a(t)$

F_{Last} aus der Kurve $F_{Last}(t)$



Auswahl des Motors

Gewählter Motor:

1FT6082-8AK7 mit Getriebe $i=16$ ($\eta_{\text{Getriebe}}=0,95$), $n_n=6000 \text{ min}^{-1}$, $J_{\text{Mot}}=0,003 \text{ kgm}^2$, $\eta_{\text{Mot}}=0,88$,
 $J_{\text{Getriebe}}=0,00082 \text{ kgm}^2$, $kT_0=0,71 \text{ Nm/A}$, $M_0=13 \text{ Nm}$, $I_0=18,3 \text{ A}$, $M_{\text{max}}=42 \text{ Nm}$, $I_{\text{max}}=73 \text{ A}$

Maximale Drehzahl des Motors:

$$n_{\text{Mot max}} = \frac{v_{\text{max}} \cdot 60 \cdot i}{\pi \cdot D} = \frac{2,5 \cdot 60 \cdot 16}{\pi \cdot 0,15152} = 5042 \text{ min}^{-1}$$

Motormoment

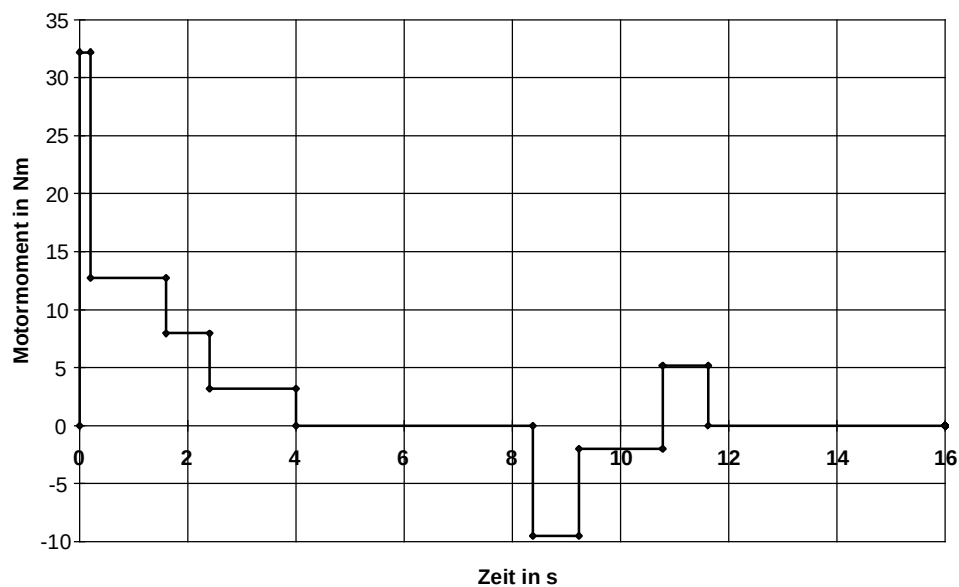
Für das Motormoment gilt:

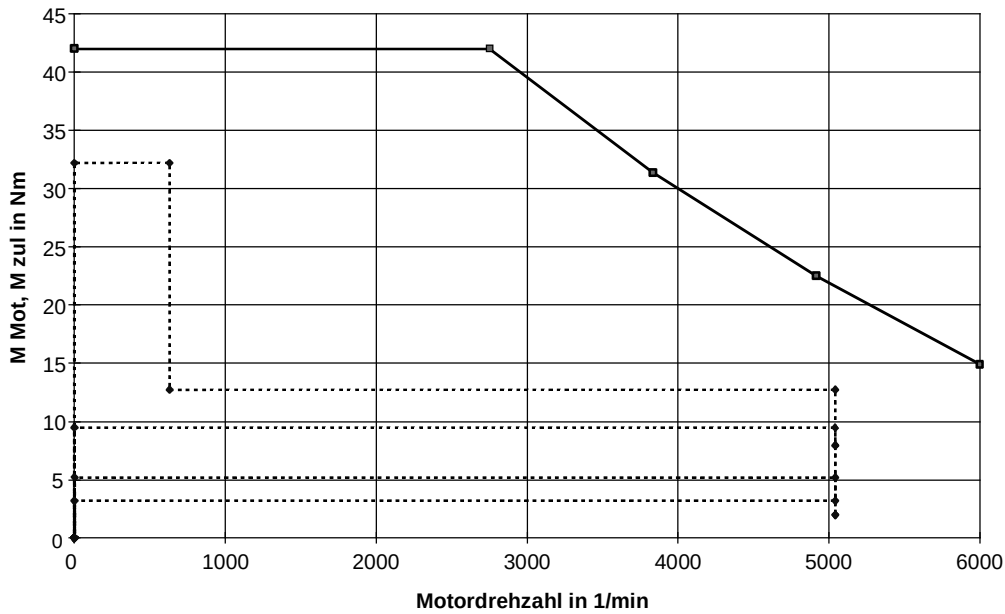
$$M_{\text{Mot vor}} = J_{\text{Mot}} \cdot \alpha_{\text{Last}} \cdot i + J_{\text{Getriebe}} \cdot \alpha_{\text{Last}} \cdot i + M_{\text{Last vor}} \cdot \frac{1}{i \cdot \eta_{\text{Getriebe}}^{\text{VZ}}}$$

$$M_{\text{Mot rück}} = J_{\text{Mot}} \cdot \alpha_{\text{Last}} \cdot i + J_{\text{Getriebe}} \cdot \alpha_{\text{Last}} \cdot i + M_{\text{Last rück}} \cdot \frac{\eta_{\text{Getriebe}}^{\text{VZ}}}{i}$$

mit

$$VZ = \text{Vorzeichen}(M_{\text{Last vor, rück}})$$





Das Motormoment liegt unterhalb der Grenzkurve. Bezüglich der dynamischen Grenzen ist der Motor also geeignet.

Thermische Überprüfung des Motors

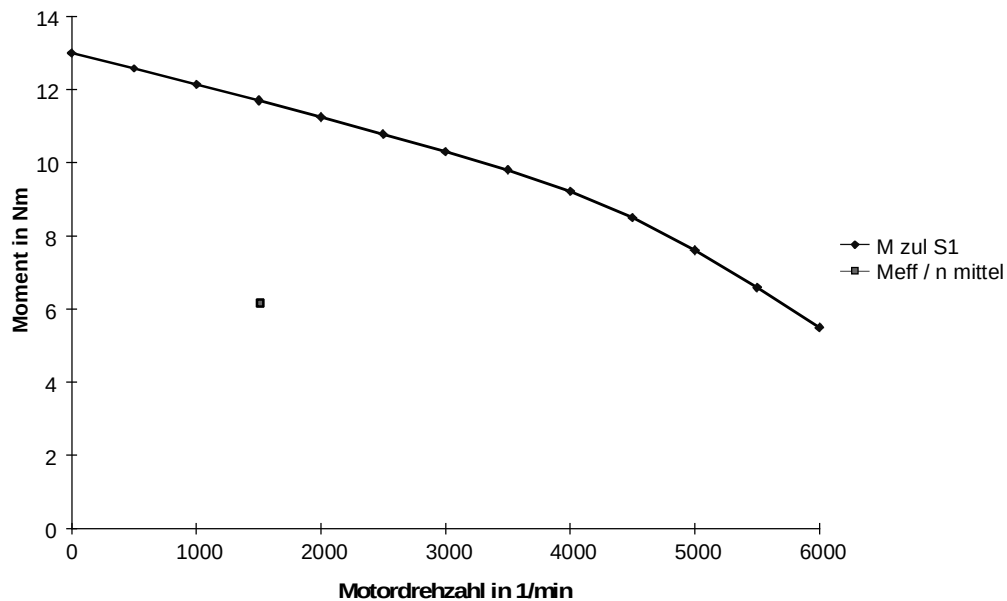
Das effektive Motormoment berechnet sich aus der Motormomentkurve zu:

$$M_{eff} = \sqrt{\frac{\sum M_{Mot i}^2 \cdot \Delta t_i}{T}} = 6,16 \text{ Nm}$$

Für die mittlere Motordrehzahl erhält man:

$$n_{mittel} = \frac{\sum \frac{n_{Mot i-1} + n_{Mot i}}{2} \cdot \Delta t_i}{T} = \frac{\frac{n_{Mot max}}{2} \cdot t_{b vor} \cdot 2 + n_{Mot max} \cdot t_{k vor} + \frac{n_{Mot max}}{2} \cdot t_{b rück} \cdot 2 + n_{Mot max} \cdot t_{k rück}}{T}$$

$$= \frac{5042 \cdot (1,6 + 0,8 + 0,85 + 1,55)}{16} = 1512,6 \text{ min}^{-1}$$



Das effektive Motormoment liegt bei n_{mittel} unterhalb der M_{S1} -Kurve. Der Motor ist also auch bezüglich der thermischen Grenzen geeignet.

Auswahl des Wechselrichters

Der Wechselrichter wird nach dem Spitzenwert und dem Effektivwert des Motorstromes ausgewählt. Zur Stromberechnung siehe Beispiel 3.13.

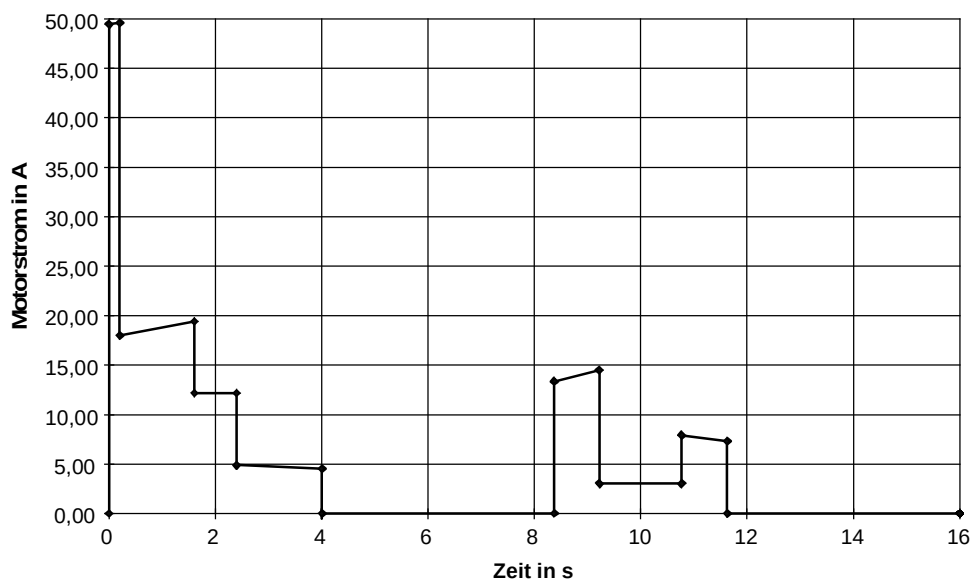
Für den Spitzenstrom erhält man 49,6 A. Der Effektivwert ergibt sich zu 9,23 A. In diesem Fall kann die 3fache Überlastfähigkeit bei Bauform Kompakt Plus ausgenutzt werden, da die Überlastzeit kleiner 250 ms ist, nach der Überlastung der Strom wieder unter den 0,91fachen Wert des Bemessungsstromes zurückgeht und die Erholungszeit größer als 750 ms ist.

Gewählter Wechselrichter SIMOVERT MASTERDRIVES MOTION CONTROL:

6SE7022-0TP50 (Bauform Kompakt Plus)

$P_{WR n} = 11 \text{ kW}$; $I_{WR n} = 25,4 \text{ A}$; $I_{ZK n} = 30,4 \text{ A}$; $I_{WR max} = 76,5 \text{ A}$ (3fache Überlastfähigkeit)

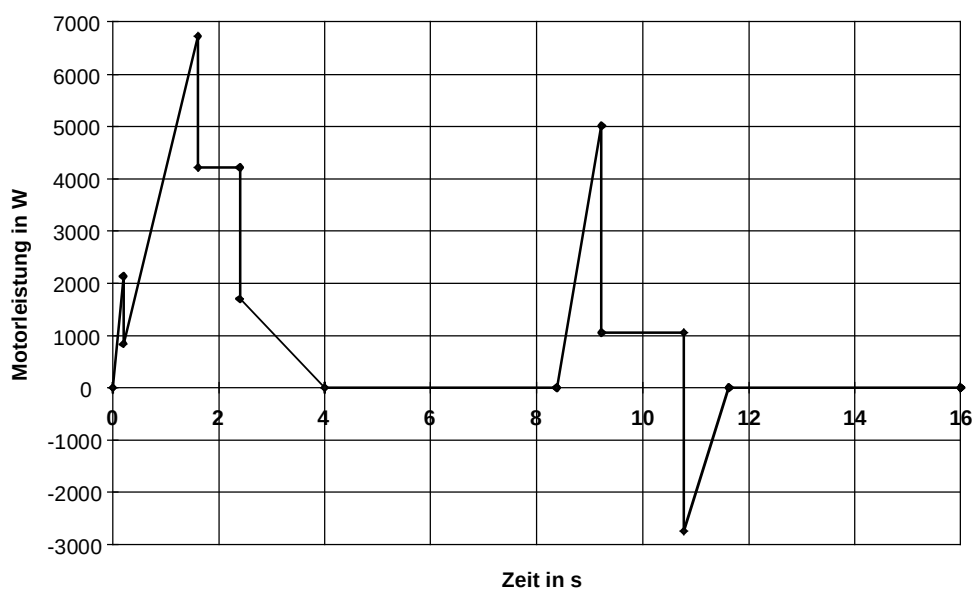
Ohne Ausnutzung der 3fachen Überlastfähigkeit käme ein 15 kW Wechselrichter infrage mit $I_{WR max} = 54,4 \text{ A}$ (1,6fache Überlastfähigkeit).



Berechnung der Bremsleistung und der Bremsenergie

Die Motorleistung ergibt sich aus dem Motormoment und der Fahrgeschwindigkeit zu:

$$P_{Mot} = M_{Mot} \cdot i \cdot \frac{2 \cdot v}{D}$$



Die max. Bremsleistung für den Bremswiderstand ergibt sich über die max. negative Motorleistung (=Motorbremsleistung) zu:

$$P_{br\ W\ max} = P_{br\ Mot\ max} \cdot \eta_{Mot} \cdot \eta_{WR} = -2747,7 \cdot 0,88 \cdot 0,98 = -2370\ W$$

Die Bremsenergie für einen Zyklus ergibt sich über die negative Fläche der Motorleistungskurve

$$W_{br} = \int P_{Mot} \cdot \eta_{Mot} \cdot \eta_{WR} \cdot dt$$

Die mittlere Bremsleistung für einen Zyklus ist

$$P_{br\ mittel} = \frac{W_{br}}{T} = -\frac{1007}{16} = -62,94\ W$$

Berechnung der Zwischenkreisströme im Motorbetrieb

Für die Auslegung der Einspeiseeinheit wird der max. Zwischenkreisstrom und der Effektivwert des Zwischenkreisstromes im Motorbetrieb benötigt. Diese Ströme erhält über die positive Motorleistung. Für den max. Zwischenkreisstrom gilt:

$$I_{ZK\ max} = \frac{P_{Mot\ max}}{\eta_{Mot} \cdot \eta_{WR} \cdot U_{ZK}} = \frac{6726,4}{0,88 \cdot 0,98 \cdot 1,35 \cdot 400} = 14,44\ A$$

Der Effektivwert des Zwischenkreisstromes berechnet sich zu:

$$I_{ZK\ eff} = \frac{1}{\eta_{Mot} \cdot \eta_{WR} \cdot U_{ZK}} \cdot \sqrt{\frac{\sum (P_{Mot\ i-1}^2 + P_{Mot\ i}^2 + P_{Mot\ i} \cdot P_{Mot\ i-1}) \cdot \frac{\Delta t_i}{3}}{T}} \quad \text{für } P_{Mot\ i-1}, P_{Mot\ i} \geq 0$$

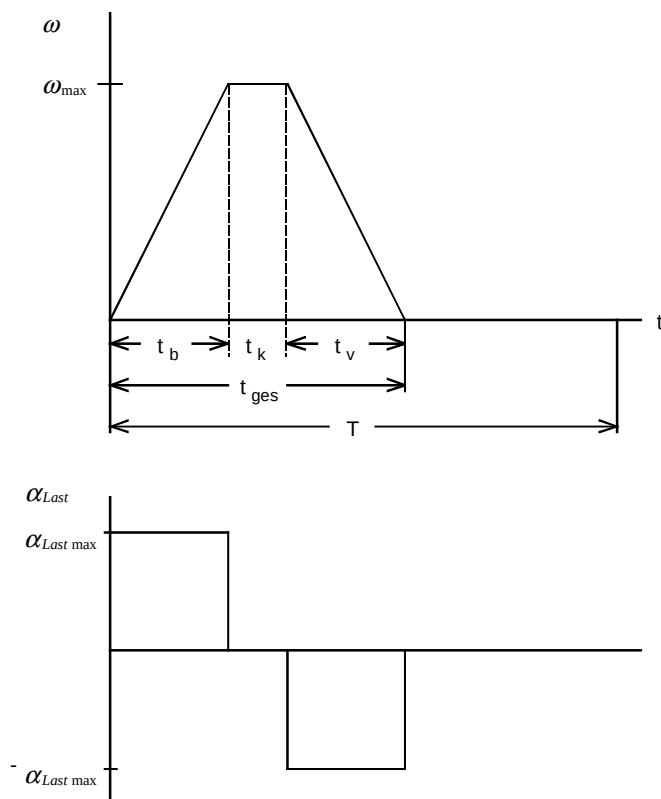
Es ergibt sich ein Wert von 3,76 A

Rollenvorschub

Beim Antrieb für den Rollenvorschub handelt es sich um einen Rotationsantrieb zum Positionieren des Gitters für den Schweißvorgang der Querdrähte. Es soll eine Sicherheit von 50% bezüglich des Vorschubmomentes berücksichtigt werden.

Daten des Antriebs

Lastträgheitsmoment	J_{Last}	= 1,48 kgm ²
Eigenträgheitsmoment	J_E	= 0,35 kgm ²
Vorschubmoment	M_v	= 450 Nm
Verfahrwinkel pro Querdraht	φ	= 5 rad
Max. Winkelgeschwindigkeit	ω_{max}	= 20 s ⁻¹
Fahrzeit pro Querdraht	t_{ges}	= 0,45 s
Taktzeit pro Querdraht	T	= 0,75 s

Fahrkurve

$$t_b = t_v = t_{ges} - \frac{\varphi}{\omega_{\max}} = 0,45 - \frac{5}{20} = 0,2 \text{ s}$$

$$t_k = t_{ges} - 2 \cdot t_b = 0,45 - 2 \cdot 0,2 = 0,05 \text{ s}$$

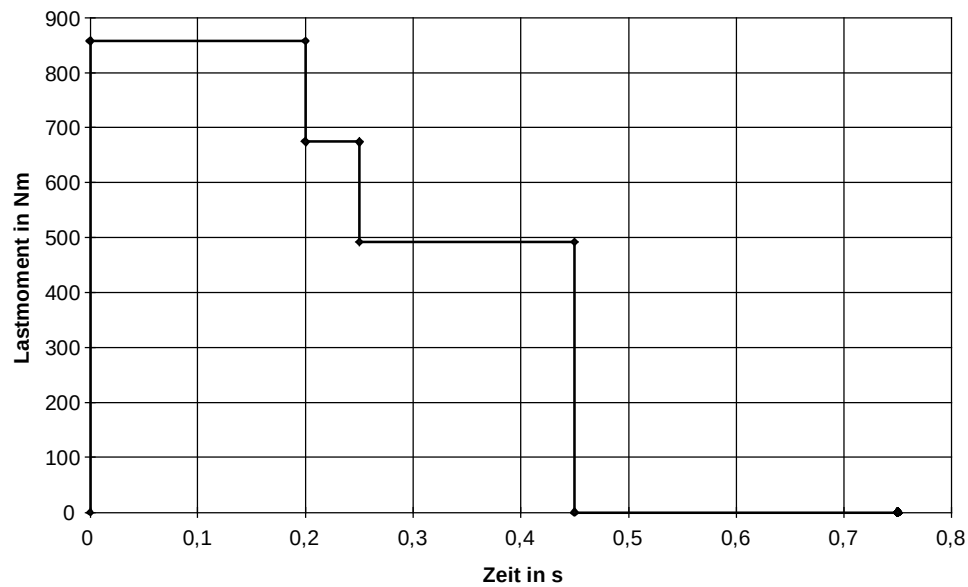
$$\alpha_{Last \max} = \frac{\omega_{\max}}{t_b} = \frac{20}{0,2} = 100 \text{ s}^{-1}$$

Lastmoment

Für das Lastmoment gilt:

$$M_{Last} = (J_{Last} + J_E) \cdot \alpha_{Last} + 1,5 \cdot M_v$$

α_{Last} aus der Kurve $\alpha_{Last}(t)$



Auswahl des Motors

Gewählter Motor:

1FT6134-6SB. mit Getriebe $i=7$ ($\eta_{\text{Getriebe}}=0,95$), $n_n=1500 \text{ min}^{-1}$, $J_{\text{Mot}}=0,0547 \text{ kgm}^2$, $\eta_{\text{Mot}}=0,94$,
 $J_{\text{Getriebe}}=0,00471 \text{ kgm}^2$, $kT_0=2,92 \text{ Nm/A}$, $M_0=140 \text{ Nm}$, $I_0=48 \text{ A}$, $M_{\text{max}}=316 \text{ Nm}$, $I_{\text{max}}=139 \text{ A}$

Maximale Drehzahl des Motors:

$$n_{\text{Mot max}} = \frac{\omega_{\text{max}} \cdot 60 \cdot i}{2 \cdot \pi} = \frac{20 \cdot 60 \cdot 7}{2 \cdot \pi} = 1337 \text{ min}^{-1}$$

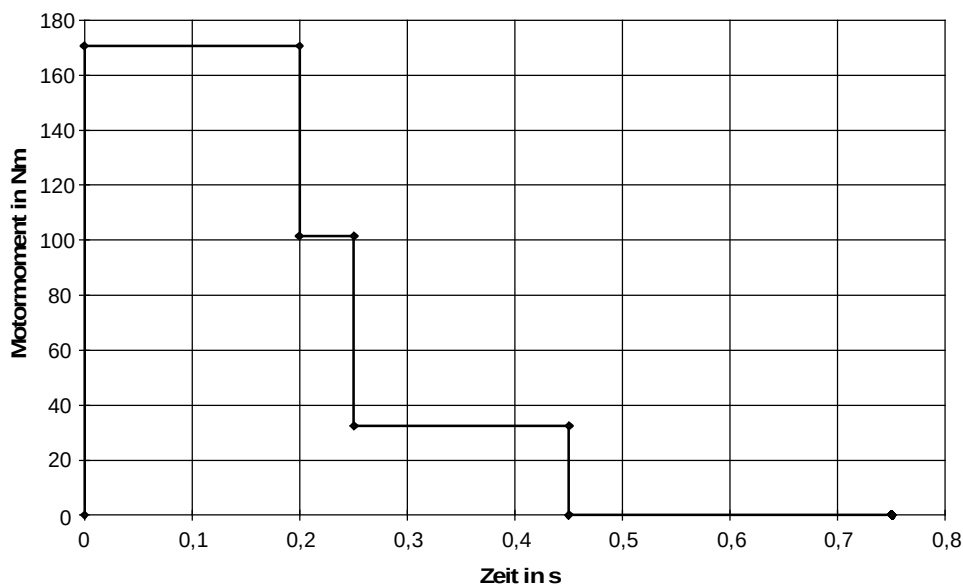
Motormoment

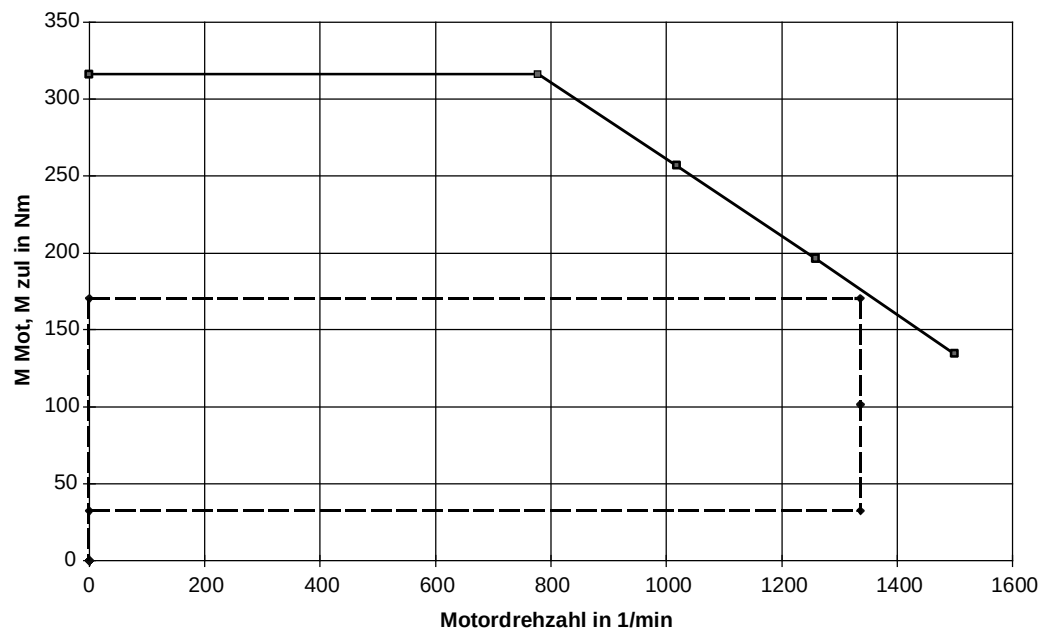
Für das Motormoment gilt:

$$M_{\text{Mot}} = J_{\text{Mot}} \cdot \alpha_{\text{Last}} \cdot i + J_{\text{Getriebe}} \cdot \alpha_{\text{Last}} \cdot i + M_{\text{Last}} \cdot \frac{1}{i \cdot \eta_{\text{Getriebe}}^{\text{VZ}}}$$

mit

$\text{VZ} = \text{Vorzeichen}(M_{\text{Last}})$





Das Motormoment liegt unterhalb der Grenzkurve. Bezüglich der dynamischen Grenzen ist der Motor also geeignet.

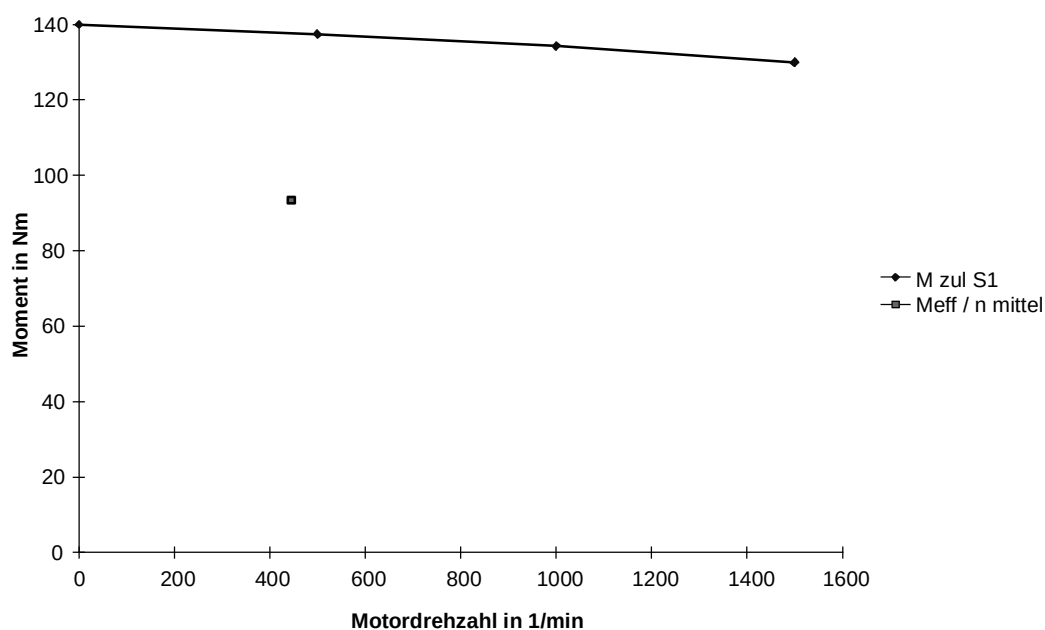
Thermische Überprüfung des Motors

Das effektive Motormoment berechnet sich aus der Motormomentkurve zu:

$$M_{eff} = \sqrt{\frac{\sum M_{Mot i}^2 \cdot \Delta t_i}{T}} = 93,43 \text{ Nm}$$

Für die mittlere Motordrehzahl erhält man:

$$n_{mittel} = \frac{\sum \frac{n_{Mot i-1} + n_{Mot i}}{2} \cdot \Delta t_i}{T} = \frac{\frac{n_{Mot max}}{2} \cdot t_b \cdot 2 + n_{Mot max} \cdot t_k}{T} = \frac{1337 \cdot (0,2 + 0,05)}{0,75} = 445,7 \text{ min}^{-1}$$



Das effektive Motormoment liegt bei n_{mittel} unterhalb der M_{S1} -Kurve. Der Motor ist also auch bezüglich der thermischen Grenzen geeignet.

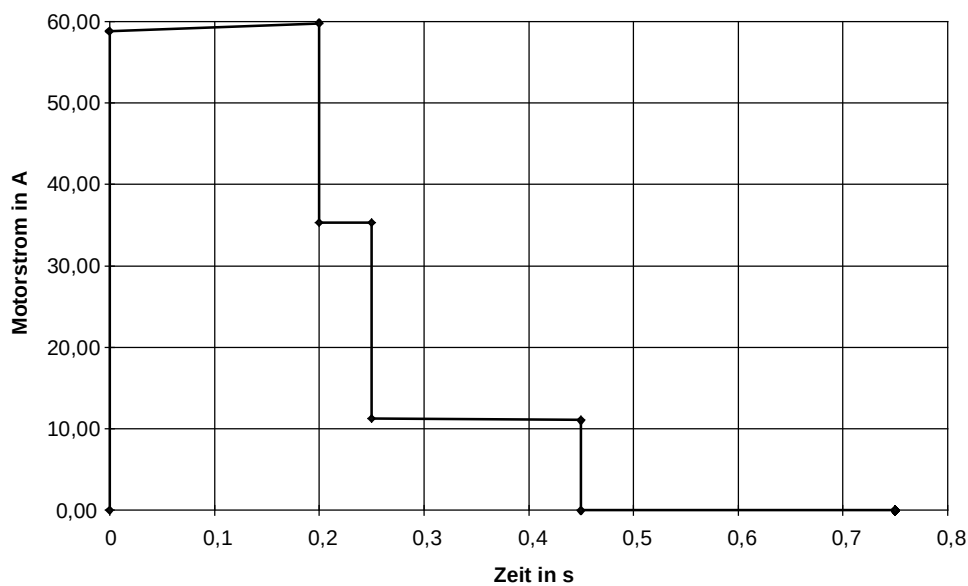
Auswahl des Wechselrichters

Für den Spitzenstrom erhält man 59,76 A. Der Effektivwert ergibt sich zu 32,47 A.

Gewählter Wechselrichter SIMOVERT MASTERDRIVES MOTION CONTROL:

6SE7023-8TP50 (Bauform Kompakt Plus)

$P_{WR\ n}=18,5\text{ kW}$; $I_{WR\ n}=37,5\text{ A}$; $I_{ZK\ n}=44,6\text{ A}$; $I_{WR\ max}=60\text{ A}$ (1,6fache Überlastfähigkeit)



Berechnung der Bremsleistung und der Bremsenergie

Wie man aus der Motormomentkurve sieht, ergibt sich im normalen Betrieb keine Bremsleistung. Da aber auch der Fall des Abbremsens ohne Last und Vorschubmoment beherrscht werden muß, wird dafür Bremsleistung und Bremsenergie berechnet. In diesem Fall erhält man für das Motor-moment während der Verzögerungsphase:

$$\begin{aligned}
 M_{\text{Mot } v} &= -(J_{\text{Mot}} + J_{\text{Getriebe}}) \cdot \alpha_{\text{Last max}} \cdot i - J_E \cdot \alpha_{\text{Last max}} \cdot \frac{\eta_{\text{Getriebe}}}{i} \\
 &= -(0,0547 + 0,00471) \cdot 100 \cdot 7 - 0,35 \cdot 100 \cdot \frac{0,95}{7} = -46,34 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

Die max. Bremsleistung für den Bremswiderstand beträgt:

$$P_{br \text{ W max}} = M_{\text{Mot } v} \cdot \omega_{\text{max}} \cdot i \cdot \eta_{\text{Mot}} \cdot \eta_{\text{WR}} = -46,34 \cdot 20 \cdot 7 \cdot 0,94 \cdot 0,98 = -5,98 \text{ kW}$$

Bremsenergie und mittlere Bremsleistung für einen Zyklus:

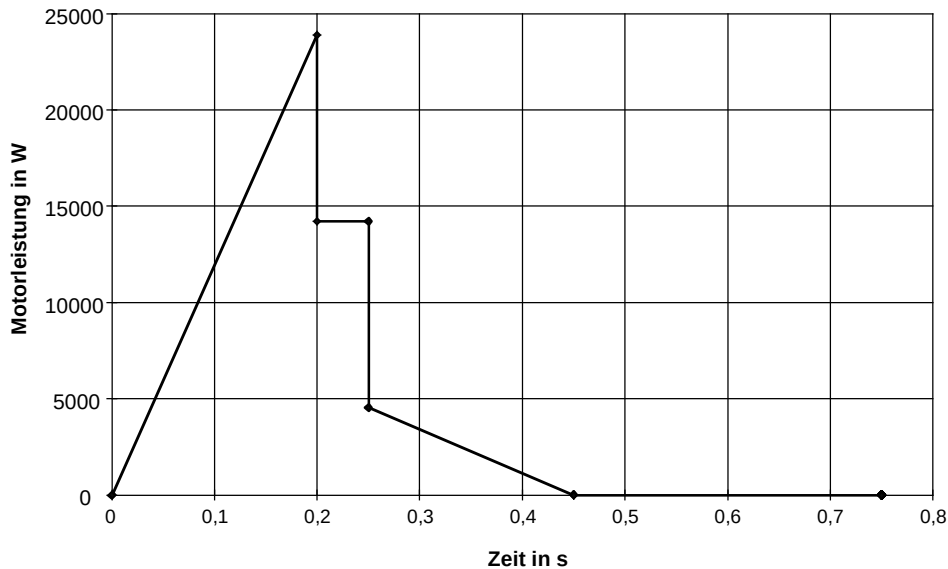
$$W_{br} = \frac{1}{2} \cdot P_{br \text{ W max}} \cdot t_v = -\frac{1}{2} \cdot 5,98 \cdot 0,2 = -0,6 \text{ kWs}$$

$$P_{br \text{ mittel}} = \frac{W_{br}}{T} = -\frac{600}{0,75} = -800 \text{ W}$$

Berechnung der Zwischenkreisströme im Motorbetrieb

Die Motorleistung berechnet sich mit Motormoment und Winkelgeschwindigkeit zu:

$$P_{Mot} = M_{Mot} \cdot i \cdot \omega$$



Für den max. Zwischenkreisstrom gilt:

$$I_{ZK \max} = \frac{P_{Mot \max}}{\eta_{Mot} \cdot \eta_{WR} \cdot U_{ZK}} = \frac{23885}{0,94 \cdot 0,98 \cdot 1,35 \cdot 400} = 48,02 \text{ A}$$

Der Effektivwert des Zwischenkreisstromes berechnet sich zu:

$$I_{ZK \text{ eff}} = \frac{1}{\eta_{Mot} \cdot \eta_{WR} \cdot U_{ZK}} \cdot \sqrt{\frac{\sum (P_{Mot i-1}^2 + P_{Mot i}^2 + P_{Mot i} \cdot P_{Mot i-1}) \cdot \frac{\Delta t_i}{3}}{T}} \quad \text{für } P_{Mot i-1}, P_{Mot i} \geq 0$$

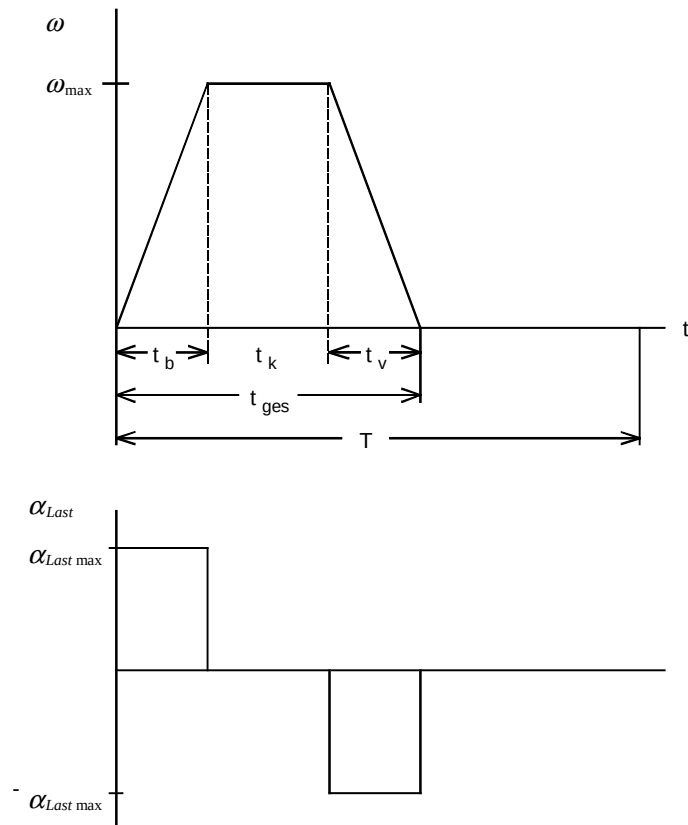
Es ergibt sich ein Wert von 16,33 A

Querdrahteinschub

Beim Antrieb für den Querdrahteinschub handelt es sich um zwei Scheiben zwischen denen der Querdraht eingespannt ist. Diese Scheiben werden zum Transport des Querdrahtes von je einem Motor gegensinnig bewegt.

Daten des Antriebs

Lastträgheitsmoment pro Motor	$J_{\text{Last}} = 0,0053 \text{ kgm}^2$
Eigenträgheitsmoment pro Motor	$J_E = 0,0463 \text{ kgm}^2$
Vorschubmoment pro Motor	$M_v = 180 \text{ Nm}$
Verfahrwinkel pro Querdraht	$\varphi = 10,05 \text{ rad}$
Max. Winkelgeschwindigkeit	$\omega_{\text{max}} = 29 \text{ s}^{-1}$
Fahrzeit pro Querdraht	$t_{\text{ges}} = 0,5 \text{ s}$
Taktzeit pro Querdraht	$T = 0,75 \text{ s}$

Fahrkurve

$$t_b = t_v = t_{ges} - \frac{\varphi}{\omega_{\max}} = 0,5 - \frac{10,05}{29} = 0,1534 \text{ s}$$

$$t_k = t_{ges} - 2 \cdot t_b = 0,5 - 2 \cdot 0,1534 = 0,1931 \text{ s}$$

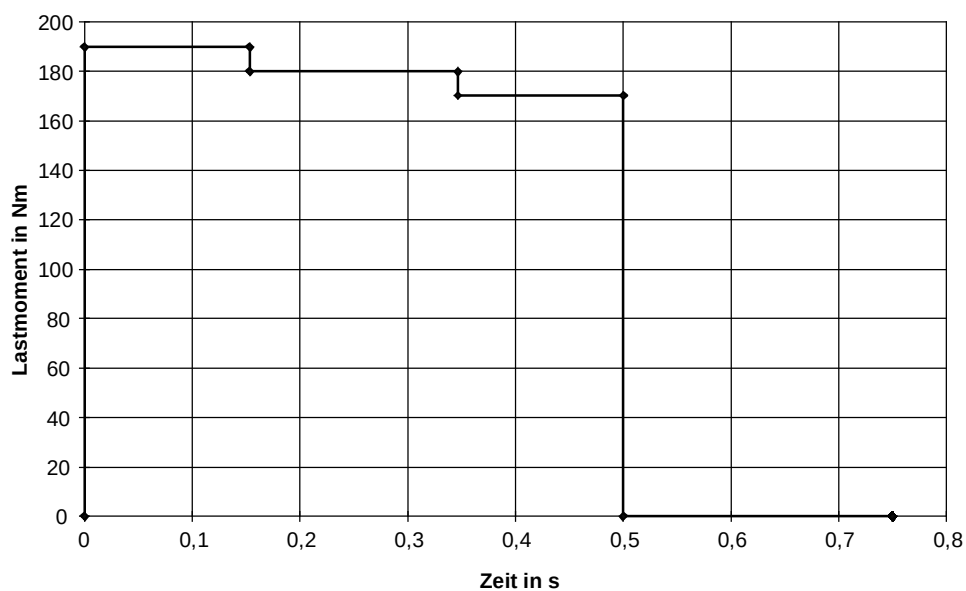
$$\alpha_{Last \max} = \frac{\omega_{\max}}{t_b} = \frac{29}{0,1534} = 189 \text{ s}^{-1}$$

Lastmoment

Für das Lastmoment gilt:

$$M_{Last} = (J_{Last} + J_E) \cdot \alpha_{Last} + M_v$$

α_{Last} aus der Kurve $\alpha_{Last}(t)$



Auswahl des Motors

Gewählter Motor:

1FT6086-8AF7. mit Getriebe $i=7$ ($\eta_{\text{Getriebe}}=0,95$), $n_n=3000 \text{ min}^{-1}$, $J_{\text{Mot}}=0,00665 \text{ kgm}^2$, $\eta_{\text{Mot}}=0,91$,
 $J_{\text{Getriebe}}=0,00174 \text{ kgm}^2$, $kT_0=1,56 \text{ Nm/A}$, $M_0=18,5 \text{ Nm}$, $I_0=17,3 \text{ A}$, $M_{\text{max}}=90 \text{ Nm}$, $I_{\text{max}}=72 \text{ A}$

Maximale Drehzahl des Motors:

$$n_{\text{Mot max}} = \frac{\omega_{\text{max}} \cdot 60 \cdot i}{2 \cdot \pi} = \frac{29 \cdot 60 \cdot 7}{2 \cdot \pi} = 1938,5 \text{ min}^{-1}$$

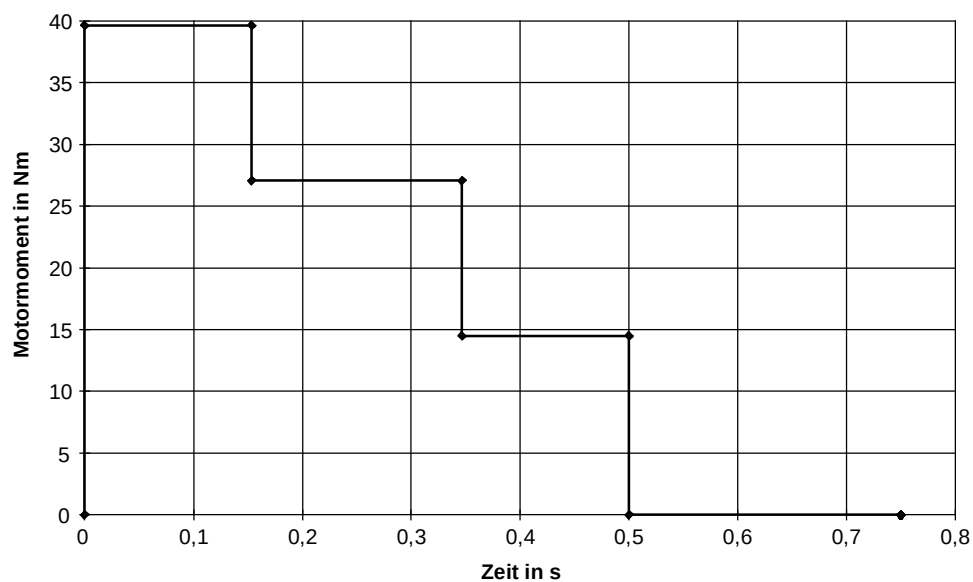
Motormoment

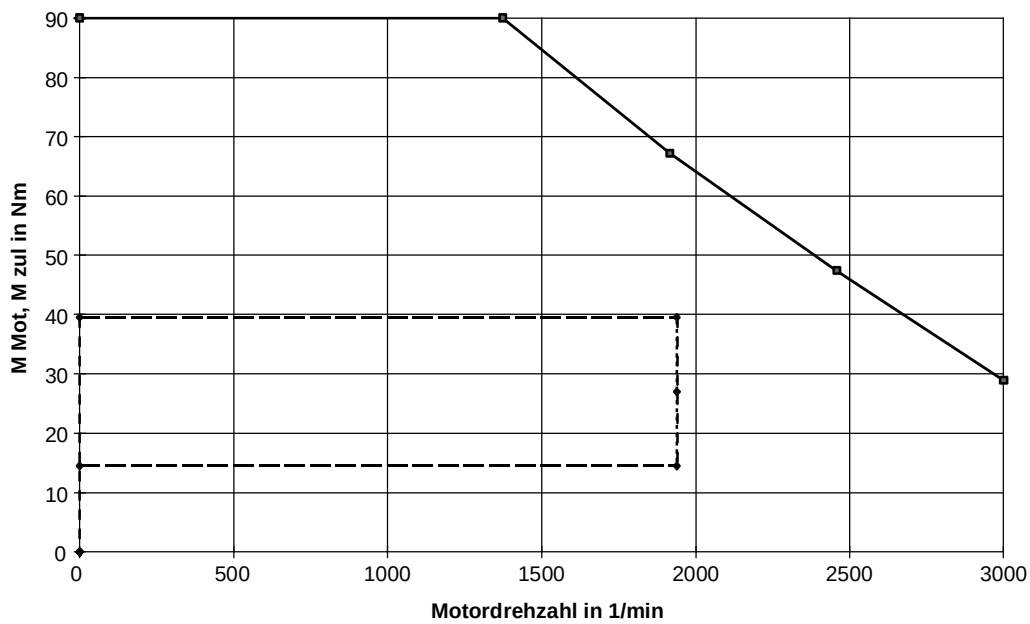
Für das Motormoment gilt:

$$M_{\text{Mot}} = J_{\text{Mot}} \cdot \alpha_{\text{Last}} \cdot i + J_{\text{Getriebe}} \cdot \alpha_{\text{Last}} \cdot i + M_{\text{Last}} \cdot \frac{1}{i \cdot \eta_{\text{Getriebe}}^{\text{VZ}}}$$

mit

$$\text{VZ} = \text{Vorzeichen}(M_{\text{Last}})$$





Das Motormoment liegt unterhalb der Grenzkurve. Bezüglich der dynamischen Grenzen ist der Motor also geeignet.

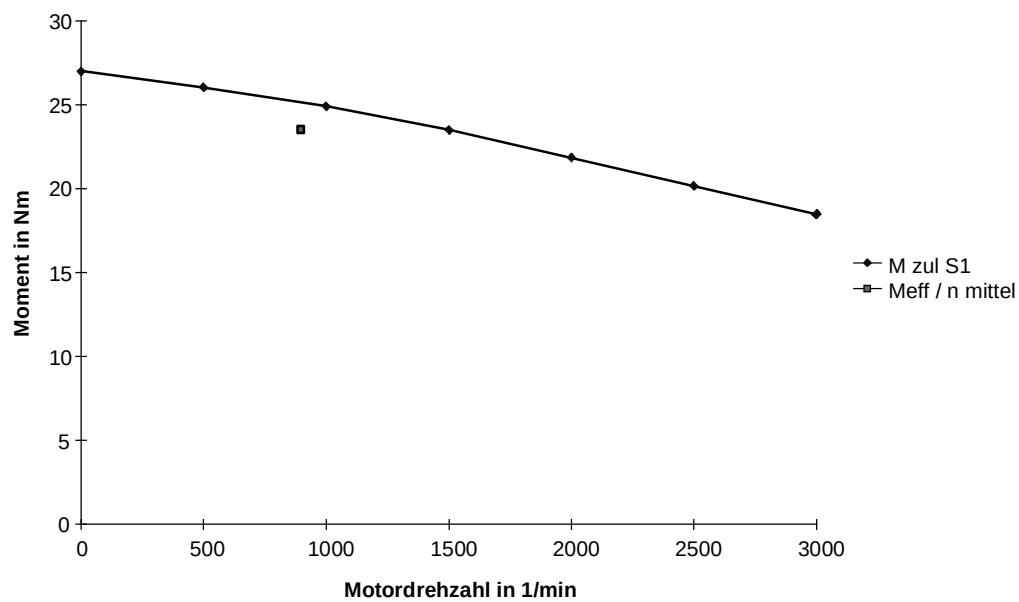
Thermische Überprüfung des Motors

Das effektive Motormoment berechnet sich aus der Motormomentkurve zu:

$$M_{eff} = \sqrt{\frac{\sum M_{Mot i}^2 \cdot \Delta t_i}{T}} = 23,52 \text{ Nm}$$

Für die mittlere Motordrehzahl erhält man:

$$n_{mittel} = \frac{\sum \frac{n_{Mot i-1} + n_{Mot i}}{2} \cdot \Delta t_i}{T} = \frac{\frac{n_{Mot max}}{2} \cdot t_b \cdot 2 + n_{Mot max} \cdot t_k}{T} = \frac{1938,5 \cdot (0,1534 + 0,1931)}{0,75} = 895,6 \text{ min}^{-1}$$



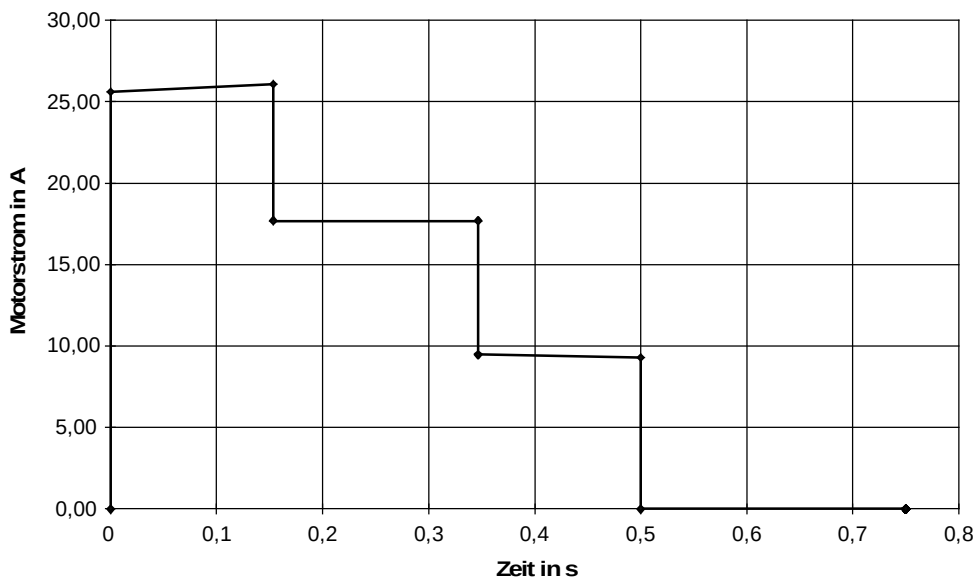
Das effektive Motormoment liegt bei n_{mittel} unterhalb der M_{S1} -Kurve. Der Motor ist also auch bezüglich der thermischen Grenzen geeignet.

Auswahl des Wechselrichters

Für den Spitzenstrom erhält man 26,1 A. Der Effektivwert ergibt sich zu 15,34 A.

Gewählter Wechselrichter SIMOVERT MASTERDRIVES MOTION CONTROL:
6SE7021-8TP50 (Bauform Kompakt Plus)

$P_{WRn} = 7,5 \text{ kW}$; $I_{WRn} = 17,5 \text{ A}$; $I_{ZKn} = 20,8 \text{ A}$; $I_{WRmax} = 28 \text{ A}$ (1,6fache Überlastfähigkeit)



Berechnung der Bremsleistung und der Bremsenergie

Wie man aus der Motormomentkurve sieht, ergibt sich im normalen Betrieb keine Bremsleistung. Da aber auch der Fall des Abbremsens ohne Last und Vorschubmoment beherrscht werden muß, wird dafür Bremsleistung und Bremsenergie berechnet. In diesem Fall erhält man für das Motormoment während der Verzögerungsphase:

$$\begin{aligned}
 M_{Mot\ v} &= -(J_{Mot} + J_{Getriebe}) \cdot \alpha_{Last\ max} \cdot i - J_E \cdot \alpha_{Last\ max} \cdot \frac{\eta_{Getriebe}}{i} \\
 &= -(0,00665 + 0,00174) \cdot 189 \cdot 7 - 0,0463 \cdot 189 \cdot \frac{0,95}{7} = -12,29\ Nm
 \end{aligned}$$

Die max. Bremsleistung für den Bremswiderstand beträgt:

$$P_{br\ W\ max} = M_{Mot\ v} \cdot \omega_{max} \cdot i \cdot \eta_{Mot} \cdot \eta_{WR} = -12,29 \cdot 29 \cdot 7 \cdot 0,91 \cdot 0,98 = -2,22\ kW$$

Bremsenergie und mittlere Bremsleistung für einen Zyklus:

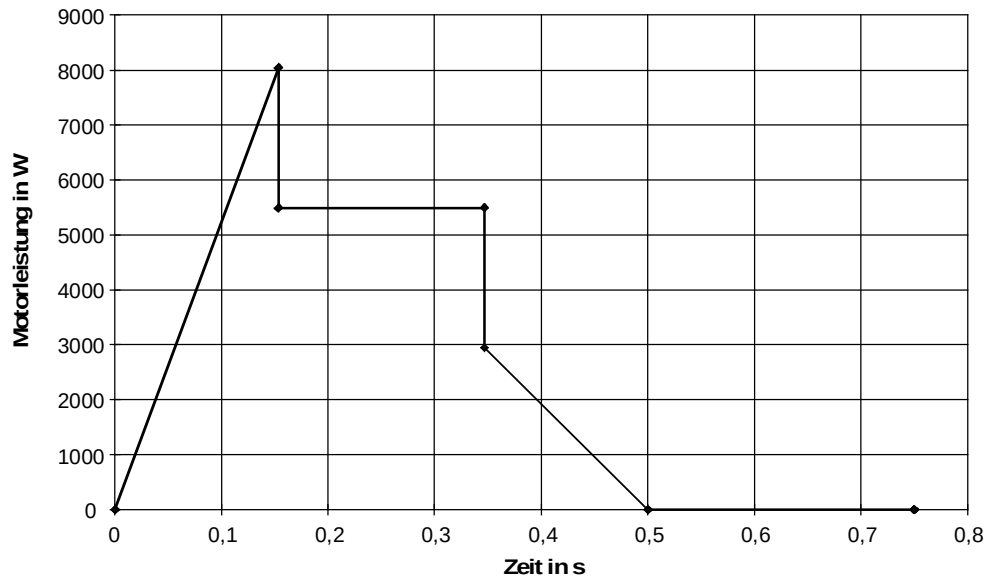
$$W_{br} = \frac{1}{2} \cdot P_{br\ W\ max} \cdot t_v = -\frac{1}{2} \cdot 2,22 \cdot 0,1534 = -0,17\ kWs$$

$$P_{br\ mittel} = \frac{W_{br}}{T} = -\frac{170}{0,75} = -226,7\ W$$

Berechnung der Zwischenkreisströme im Motorbetrieb

Die Motorleistung berechnet sich mit Motormoment und Winkelgeschwindigkeit zu:

$$P_{Mot} = M_{Mot} \cdot i \cdot \omega$$



Für den max. Zwischenkreisstrom gilt:

$$I_{ZK \max} = \frac{P_{Mot \max}}{\eta_{Mot} \cdot \eta_{WR} \cdot U_{ZK}} = \frac{8046}{0,91 \cdot 0,98 \cdot 1,35 \cdot 400} = 16,71 \text{ A}$$

Der Effektivwert des Zwischenkreisstromes berechnet sich zu:

$$I_{ZK \text{ eff}} = \frac{1}{\eta_{Mot} \cdot \eta_{WR} \cdot U_{ZK}} \cdot \sqrt{\frac{\sum (P_{Mot i-1}^2 + P_{Mot i}^2 + P_{Mot i} \cdot P_{Mot i-1}) \cdot \frac{\Delta t_i}{3}}{T}} \quad \text{für } P_{Mot i-1}, P_{Mot i} \geq 0$$

Es ergibt sich ein Wert von 7,42 A

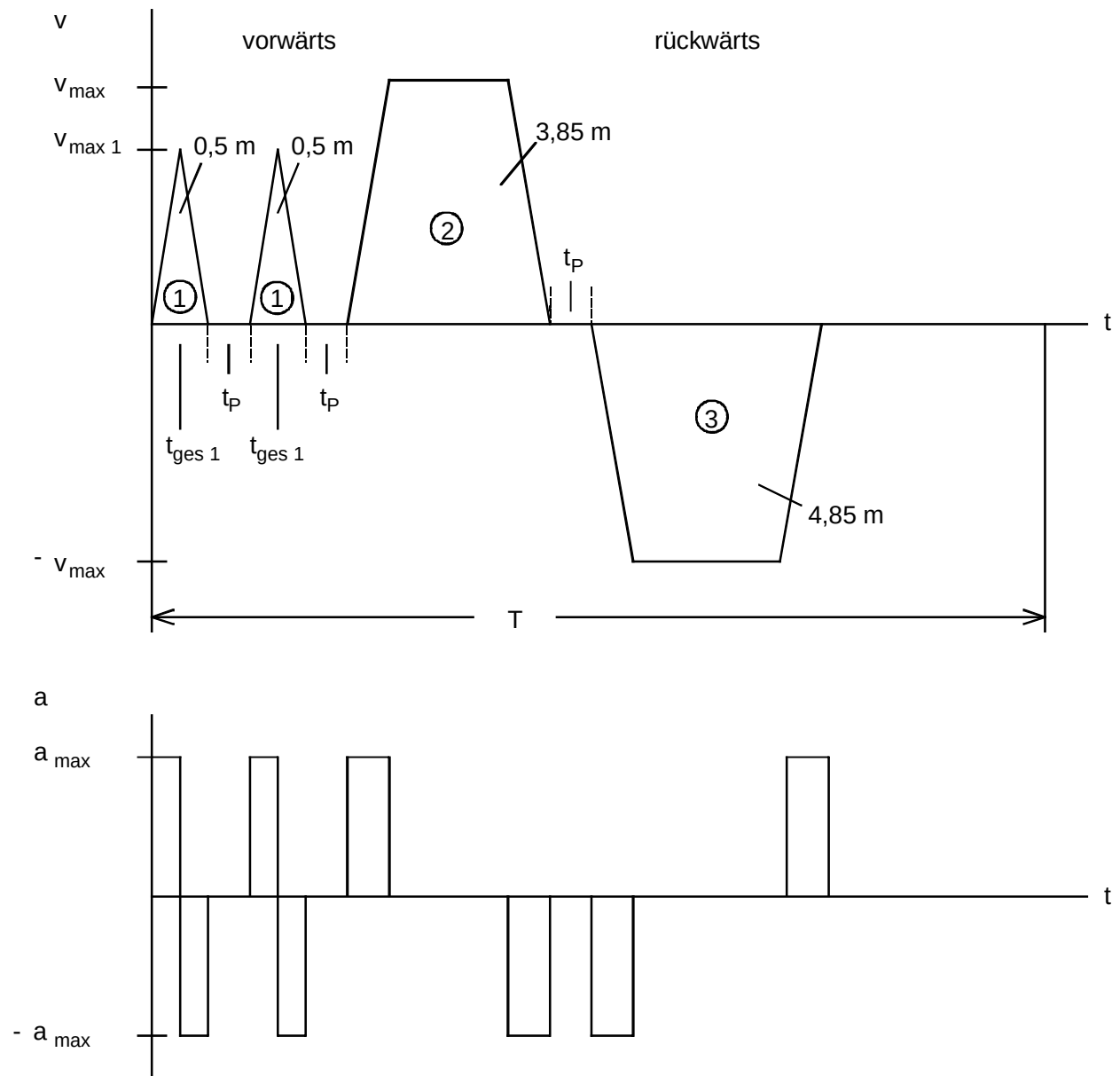
Gitterabtransport

Beim Antrieb für den Gitterabtransport handelt es sich um einen Fahrtrieb zum Abtransport der Gittermatten. Der Abtransport über einen Weg von 4,85 m findet in 3 Stufen statt. Zunächst wird zweimal eine Bewegung von jeweils 0,5 m mit dazwischenliegenden Pausen durchgeführt und anschließend wird der restliche Weg von 3,85 m in einem Zug zurückgelegt. Die Rückfahrt wird ohne Pausen durchgeführt.

Daten des Antriebs

Wagenmasse	m_{Wagen}	= 200 kg
Lastmasse (Gitter)	m_{Last}	= 120 kg
Zugkraft	F_Z	= 1900 N
Reibkraft	F_R	= 100 N
Verfahrweg gesamt	s	= 4,85 m
Max. Fahrgeschwindigkeit	v_{max}	= 2,5 m/s
Teilfahrweg	s_1	= 0,5 m
Fahrzeit für die Teilfahrwege	$t_{\text{ges 1}}$	= 0,5 s
Pausenzeiten	t_P	= 0,375 s
Ritzeldurchmesser	D	= 0,15152 m
Taktzeit	T	= 16 s

Fahrkurve



Für die 2 Teilfahrwege wird ein dreieckförmiger Geschwindigkeitsverlauf angesetzt. Damit ergibt sich für die maximale Geschwindigkeit und die maximale Beschleunigung:

$$v_{\max 1} = \frac{2 \cdot s_1}{t_{\text{ges } 1}} = \frac{2 \cdot 0,5}{0,5} = 2 \text{ m/s}$$

$$a_{\max} = \frac{2 \cdot v_{\max 1}}{t_{\text{ges } 1}} = \frac{2 \cdot 2}{0,5} = 8 \text{ m/s}^2$$

Für die restlichen Fahrwege wird die gleiche Beschleunigung vorausgesetzt. Damit ergeben sich die noch fehlenden Zeiten zu:

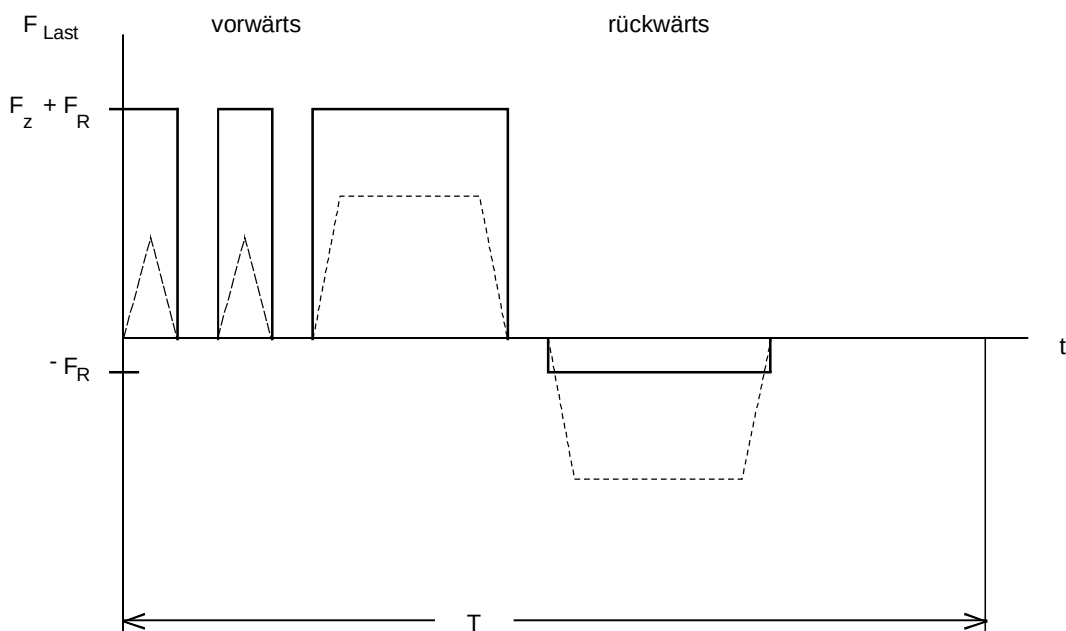
$$t_{b2} = t_{v2} = \frac{v_{\max 2}}{a_{\max}} = \frac{2,5}{8} = 0,3125 \text{ s}$$

$$t_{k2} = \frac{s_2 - v_{\max 2} \cdot t_{b2}}{v_{\max 2}} = \frac{3,85 - 2,5 \cdot 0,3125}{2,5} = 1,2275 \text{ s}$$

$$t_{b3} = t_{v3} = \frac{v_{\max 3}}{a_{\max}} = \frac{2,5}{8} = 0,3125 \text{ s}$$

$$t_{k3} = \frac{s_3 - v_{\max 3} \cdot t_{b3}}{v_{\max 3}} = \frac{4,85 - 2,5 \cdot 0,3125}{2,5} = 1,6275 \text{ s}$$

Lastkraftkurve



Lastmoment

Für das Lastmoment gilt:

$$M_{Last\ vor} = J_{Last\ vor} \cdot \alpha_{Last} + F_{Last} \cdot \frac{D}{2}$$

$$M_{Last\ rück} = J_{Last\ rück} \cdot \alpha_{Last} + F_{Last} \cdot \frac{D}{2}$$

mit

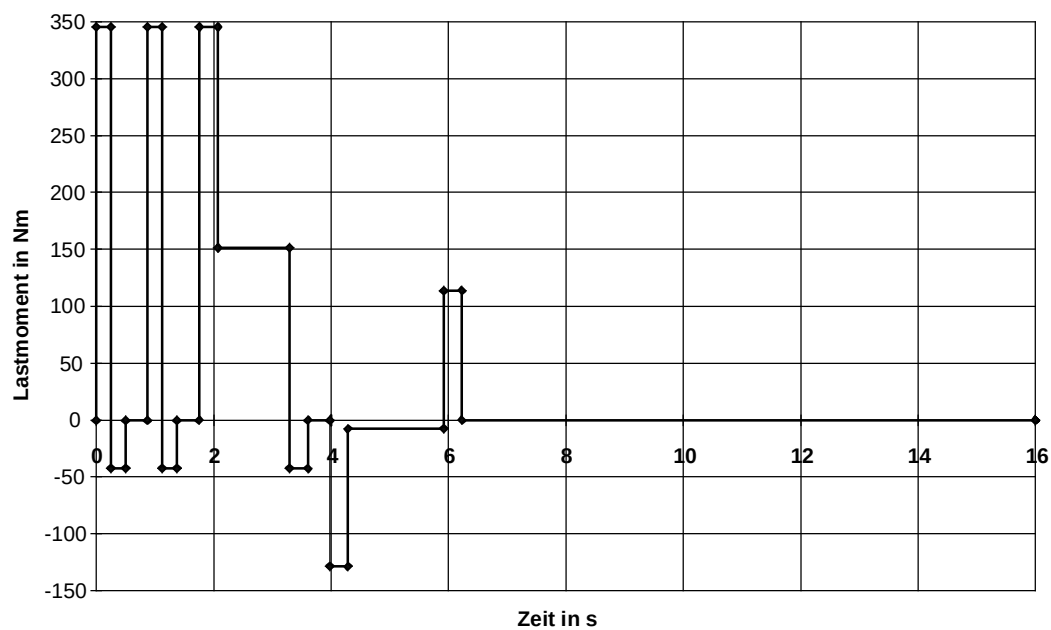
$$\alpha_{Last} = a \cdot \frac{2}{D}$$

$$J_{Last\ vor} = (m_{Wagen} + m_{Last}) \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2$$

$$J_{Last\ rück} = m_{Wagen} \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2$$

a aus der Kurve $a(t)$

F_{Last} aus der Kurve $F_{Last}(t)$



Auswahl des Motors

Gewählter Motor:

1FK6103-8AF71. mit Getriebe $i=7$ ($\eta_{\text{Getriebe}}=0,95$), $n_n=3000 \text{ min}^{-1}$, $J_{\text{Mot}}=0,01215 \text{ kgm}^2$, $\eta_{\text{Mot}}=0,94$,
 $J_{\text{Getriebe}}=0,00185 \text{ kgm}^2$, $kT_0=1,51 \text{ Nm/A}$, $M_0=36 \text{ Nm}$, $I_0=23,8 \text{ A}$, $M_{\text{max}}=102 \text{ Nm}$, $I_{\text{max}}=78 \text{ A}$

Maximale Drehzahl des Motors:

$$n_{\text{Mot max}} = \frac{v_{\text{max}} \cdot 60 \cdot i}{\pi \cdot D} = \frac{2,5 \cdot 60 \cdot 7}{\pi \cdot 0,15152} = 2206 \text{ min}^{-1}$$

Motormoment

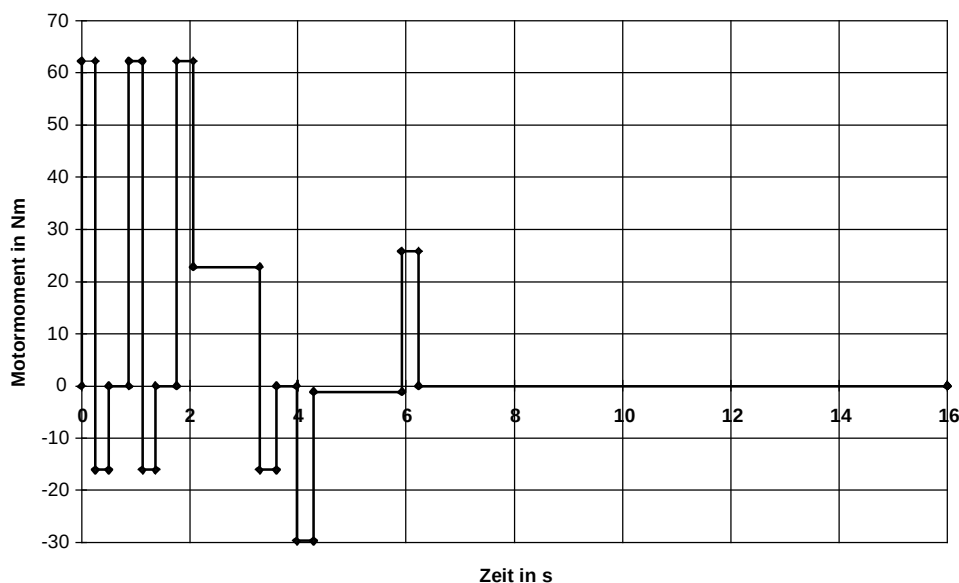
Für das Motormoment gilt:

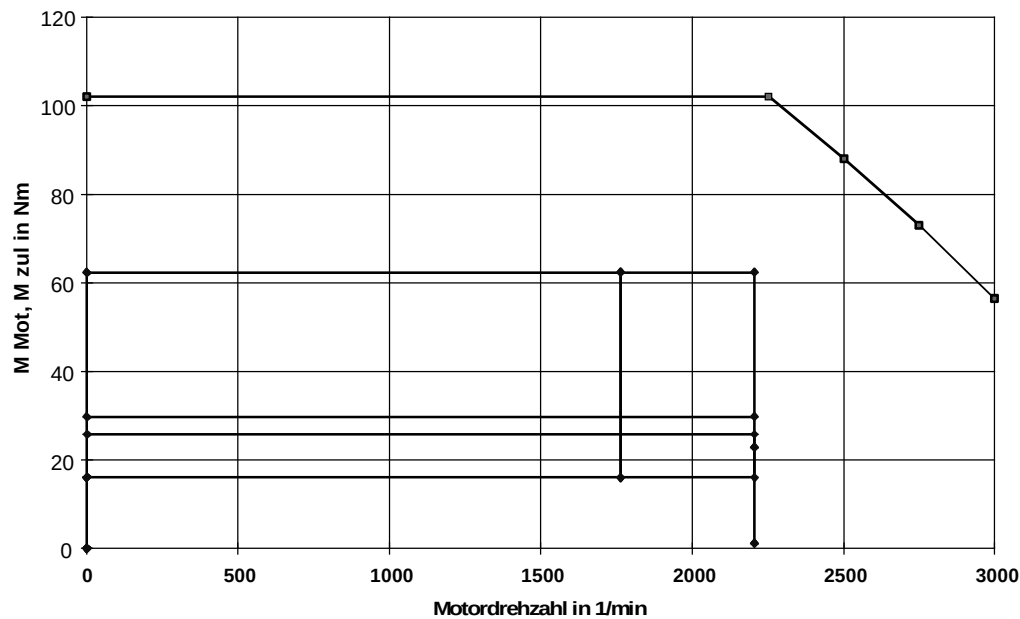
$$M_{\text{Mot vor}} = J_{\text{Mot}} \cdot \alpha_{\text{Last}} \cdot i + J_{\text{Getriebe}} \cdot \alpha_{\text{Last}} \cdot i + M_{\text{Last vor}} \cdot \frac{1}{i \cdot \eta_{\text{Getriebe}}^{\text{VZ}}}$$

$$M_{\text{Mot rück}} = J_{\text{Mot}} \cdot \alpha_{\text{Last}} \cdot i + J_{\text{Getriebe}} \cdot \alpha_{\text{Last}} \cdot i + M_{\text{Last rück}} \cdot \frac{\eta_{\text{Getriebe}}^{\text{VZ}}}{i}$$

mit

$$\text{VZ} = \text{Vorzeichen}(M_{\text{Last vor, rück}})$$





Das Motormoment liegt unterhalb der Grenzkurve. Bezüglich der dynamischen Grenzen ist der Motor also geeignet.

Thermische Überprüfung des Motors

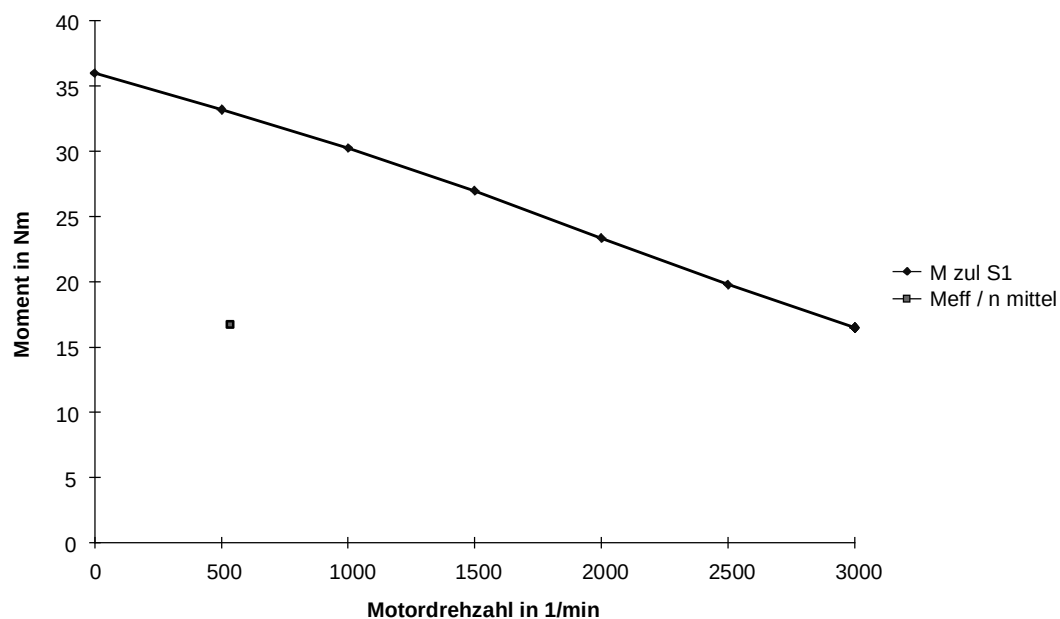
Das effektive Motormoment berechnet sich aus der Motormomentkurve zu:

$$M_{eff} = \sqrt{\frac{\sum M_{Mot i}^2 \cdot \Delta t_i}{T}} = 16,75 \text{ Nm}$$

Für die mittlere Motordrehzahl erhält man:

$$n_{mittel} = \frac{\sum \frac{n_{Mot i-1} + n_{Mot i}}{2} \cdot \Delta t_i}{T} = \frac{\frac{n_{Mot max 1}}{2} \cdot t_{b1} \cdot 4 + n_{Mot max} \cdot (t_{b2} \cdot 2 + t_{k2} + t_{k3})}{T}$$

$$= \frac{\frac{2 \cdot 60 \cdot 7}{2 \cdot \pi \cdot 0,15152} \cdot 0,25 \cdot 4 + 2206 \cdot (0,3125 \cdot 2 + 1,2275 + 1,6275)}{16} = 534,9 \text{ min}^{-1}$$



Das effektive Motormoment liegt bei n_{mittel} unterhalb der M_{S1} -Kurve. Der Motor ist also auch bezüglich der thermischen Grenzen geeignet.

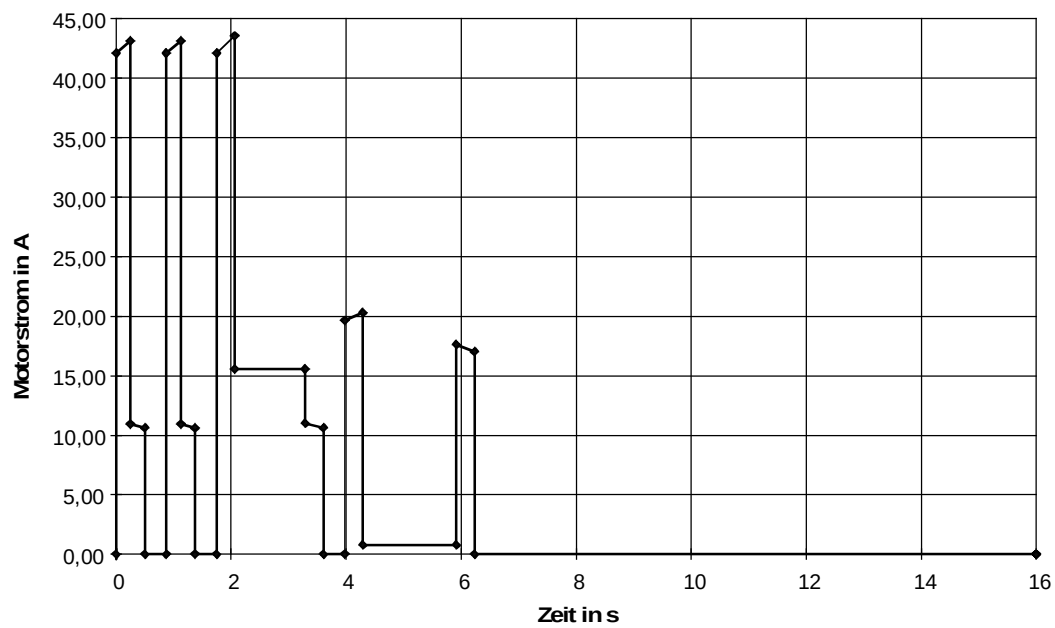
Auswahl des Wechselrichters

Für den Spitzenstrom erhält man 43,6 A. Der Effektivwert ergibt sich zu 11,44 A.

Gewählter Wechselrichter SIMOVERT MASTERDRIVES MOTION CONTROL:

6SE7023-0TP50 (Bauform Kompakt Plus)

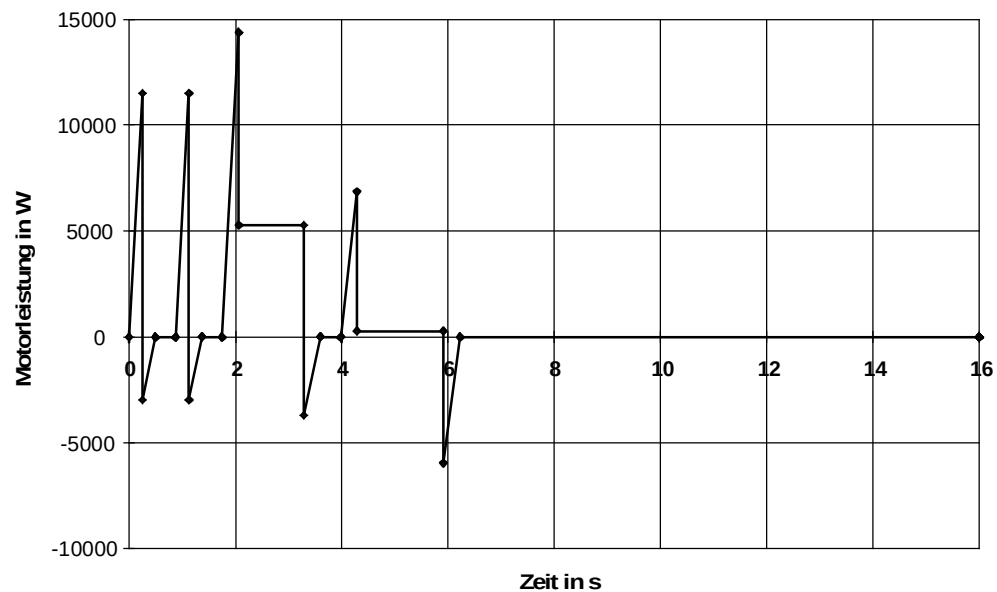
$P_{WR\ n}=15\text{ kW}$; $I_{WR\ n}=34\text{ A}$; $I_{ZK\ n}=40,5\text{ A}$; $I_{WR\ max}=54,4\text{ A}$ (1,6fache Überlastfähigkeit)



Berechnung der Bremsleistung und der Bremsenergie

Die Motorleistung ergibt sich aus dem Motormoment und der Fahrgeschwindigkeit zu:

$$P_{Mot} = M_{Mot} \cdot i \cdot \frac{2 \cdot v}{D}$$



Die max. Bremsleistung für den Bremswiderstand ergibt sich über die max. negative Motorleistung (=Motorbremsleistung) zu:

$$P_{br\ W\ max} = P_{br\ Mot\ max} \cdot \eta_{Mot} \cdot \eta_{WR} = -5952,9 \cdot 0,94 \cdot 0,98 = -5483,8\ W$$

Die Bremsenergie für einen Zyklus ergibt sich über die negative Fläche der Motorleistungskurve

$$W_{br} = \eta_{Mot} \cdot \eta_{WR} \cdot \frac{1}{2} \cdot \sum P_{br\ Mot\ max\ i} \cdot t_{vi} = -2078\ Ws$$

Die mittlere Bremsleistung für einen Zyklus ist

$$P_{br\ mittel} = \frac{W_{br}}{T} = -\frac{2078}{16} = -129,9\ W$$

Berechnung der Zwischenkreisströme im Motorbetrieb

Für den max. Zwischenkreisstrom gilt:

$$I_{ZK\ max} = \frac{P_{Mot\ max}}{\eta_{Mot} \cdot \eta_{WR} \cdot U_{ZK}} = \frac{14390}{0,94 \cdot 0,98 \cdot 1,35 \cdot 400} = 28,93\ A$$

Der Effektivwert des Zwischenkreisstromes berechnet sich zu:

$$I_{ZK\ eff} = \frac{1}{\eta_{Mot} \cdot \eta_{WR} \cdot U_{ZK}} \cdot \sqrt{\frac{\sum (P_{Mot\ i-1}^2 + P_{Mot\ i}^2 + P_{Mot\ i} \cdot P_{Mot\ i-1}) \cdot \frac{\Delta t_i}{3}}{T}} \quad \text{für } P_{Mot\ i-1}, P_{Mot\ i} \geq 0$$

Es ergibt sich ein Wert von 4,75 A

Auswahl der Einspeiseeinheit

Die Einspeiseeinheit wird nach dem Spitzenwert des Zwischenkreisstromes und nach dem Effektivwert des Zwischenkreisstromes ausgewählt.

$$I_{ZK \max} \leq I_{ZK EE \max}$$

$$I_{ZK \text{ eff}} \leq I_{ZK EE n}$$

Zusätzlich sollte der Zwischenkreisbemessungsstrom der Einspeiseeinheit mindestens 30% der Summe der Zwischenkreisbemessungsströme der angeschlossenen Wechselrichter betragen.

$$0,3 \cdot \sum I_{ZK WR n} \leq I_{ZK EE n}$$

Bei der 15 kW Einspeiseeinheit Kompakt Plus darf außerdem wegen der Widerstandsvorladung die Summe der Zwischenkreisbemessungsströme der angeschlossenen Wechselrichter nicht größer als 80 A sein.

Da die vier Antriebe gleichzeitig arbeiten können, wird als Abschätzung für $I_{ZK \max}$ die Summe der Spitzenwerte der einzelnen Wechselrichter gebildet (damit liegt man auf jeden Fall auf der sicheren Seite).

$$I_{ZK \max} \approx \sum I_{ZK WR \max} = 14,44 + 48,02 + 2 \cdot 16,71 + 28,93 = 124,8 \text{ A}$$

Für die Ermittlung von $I_{ZK \text{ eff}}$ werden einfach die Effektivwerte der einzelnen Wechselrichter addiert. Im Prinzip müßte zwar der Effektivwert des Summenzwischenkreisstromes gebildet werden, aus Aufwandsgründen wird aber darauf verzichtet und der Fehler vernachlässigt.

$$I_{ZK \text{ eff}} \approx \sum I_{ZK WR \text{ eff}} = 3,76 + 16,33 + 2 \cdot 7,42 + 4,75 = 39,68 \text{ A}$$

Bei der Addition der Zwischenkreisbemessungsströme für die einzelnen Wechselrichter ergibt sich:

$$\sum I_{ZK WR n} = 30,4 + 44,6 + 2 \cdot 20,8 + 40,5 = 157,1 \text{ A}$$

Gewählte Einspeiseeinheit SIMOVERT MASTERDRIVES MOTION CONTROL

6SE7031-2EP85-0AA0 (Bauform Kompakt Plus)

$P_n=50 \text{ kW}$; $I_{ZK n}=120 \text{ A}$; $I_{ZK max}=192 \text{ A}$ (1,6fache Überlastfähigkeit)

Auswahl des Bremswiderstandes

Bei der Auswahl des Bremswiderstandes wird angenommen, daß die vier Antriebe gleichzeitig bremsen müssen. Es wird daher die Summe der einzelnen Spitzenbremsleistungen gebildet (damit liegt man auf jeden Fall auf der sicheren Seite).

$$P_{br \max} \approx \sum P_{br \text{ WR max}} = 2370 + 5980 + 2 \cdot 2220 + 5484 = 18274 \text{ W}$$

Ebenso werden die mittleren Bremsleistungen der einzelnen Wechselrichter addiert.

$$P_{br \text{ mittel}} \approx \sum P_{br \text{ WR mittel}} = 62,94 + 800 + 2 \cdot 226,7 + 129,9 = 1447 \text{ W}$$

Mit den Bedingungen

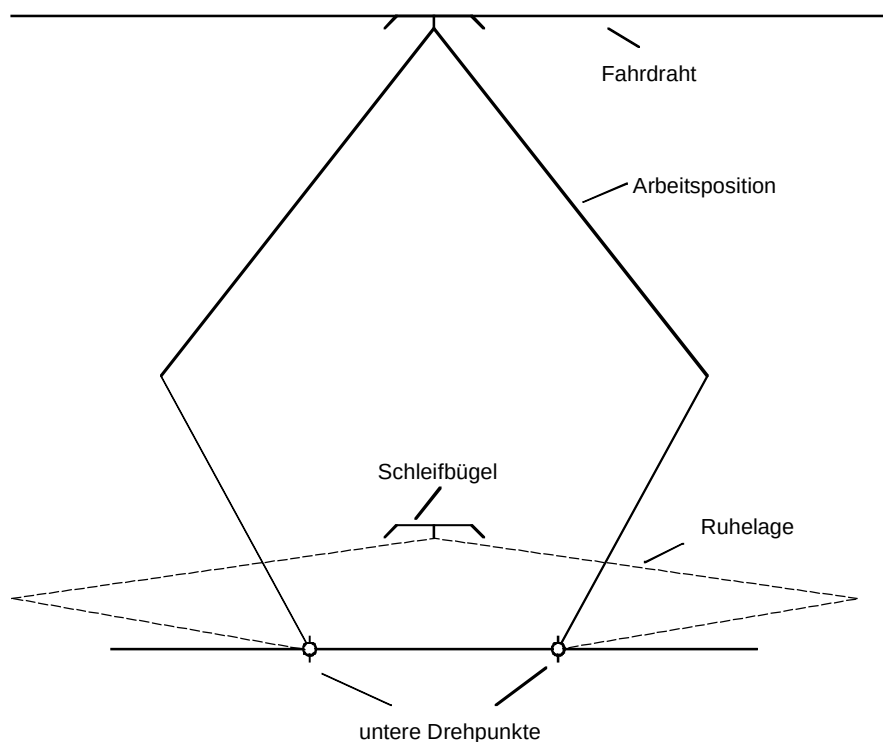
$$P_{br \max} \leq 1,5 \cdot P_{20}$$

$$P_{br \text{ mittel}} \leq \frac{P_{20}}{4,5}$$

erhält man einen Bremswiderstand mit $P_{20}=20 \text{ kW}$ (6SE7023-2ES87-2DC0). Der Chopper dafür ist bei Kompakt Plus in der Einspeiseeinheit integriert.

3.16 Antrieb für einen Stromabnehmer

Bei den bis jetzt ausgeführten Systemen wird der Stromabnehmer über eine in Ruhelage gespannte Feder in die Arbeitsposition gebracht. Diese Feder sorgt außerdem auch für die Anpreßkraft zwischen Schleifbügel und Fahrdrabt. Nachteilig bei dieser Anordnung ist, daß die Feder in der Ruhelage ständig gespannt ist und dadurch die Bauteile erhöht mechanisch beansprucht werden. Das Rückholen des Stromabnehmers in die Ruhelage und damit auch das Spannen der Feder geschieht pneumatisch oder durch einen elektrischen Hilfsantrieb.



Prinzipbild

Bei Ersatz der Feder durch einen elektrischen Antrieb ergeben sich folgende Anforderungen an den Antrieb:

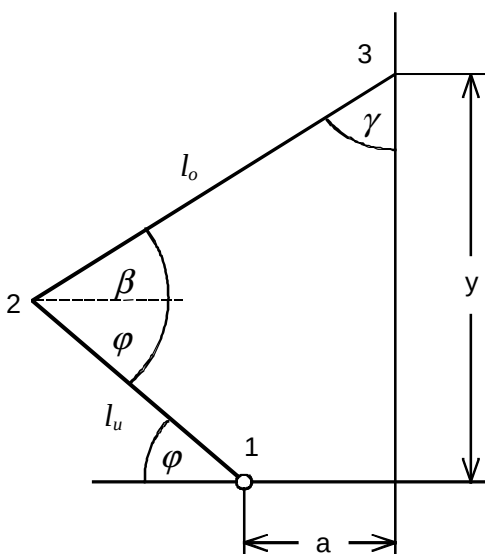
- Der Stromabnehmer muß innerhalb von ca. 1 s an den Fahrdrabt herangefahren werden
- Nach dem Auftreffen des Schleifbügels auf den Fahrdrabt muß eine konstante Anpreßkraft gewährleistet werden
- Bei Änderungen in der Fahrdrabthöhe muß der Antrieb mit möglichst konstanter Anpreßkraft nachregeln

Zunächst wird das Lastmoment an einem der beiden unteren Drehpunkte des Stromabnehmers in Abhängigkeit vom Drehwinkel φ betrachtet. Die Umsetzung in das Motormoment kann z. B. über ein Getriebe oder über einen zusätzlichen Hebelarm mit Zahnstange und Ritzel erfolgen. Das Positionieren läßt sich über eine geeignete Fahrkurve realisieren. Nach dem Auftreffen des Schleifbügels auf den Fahrdrabt muß der Motor durch eine höhenabhängige Momentenbegrenzung momentengeregt betrieben werden um eine konstante Anpreßkraft zu gewährleisten.

Daten des Stromabnehmers

Masse der oberen Schere (linker und rechter Teil)	m_o	= 64 kg
Masse der unteren Schere (linker und rechter Teil)	m_u	= 80 kg
Masse der Wippe (Schleifbügel)	m_w	= 60 kg
Länge der oberen Stäbe	l_o	= 1,751 m
Länge der unteren Stäbe	l_u	= 1,25 m
Anpreßkraft	F_A	= 160 Nm
Höhe in der unteren Position	y_u	= 0,416 m
Höhe in der oberen Position	y_o	= 2,481 m
Abstand zwischen den unteren Drehpunkten	$2a$	= 1 m
Positionierzeit	t_{ges}	= 1 s

Winkelbeziehungen



Für die Höhe y des Stromabnehmers als Funktion des Winkels φ ergibt sich:

$$y = l_u \cdot \sin \varphi + \sqrt{l_o^2 - (a + l_u \cdot \cos \varphi)^2} \quad \text{Gl. 1}$$

Für die Winkel gilt:

$$\beta = \arcsin \frac{\sqrt{l_o^2 - (a + l_u \cdot \cos \varphi)^2}}{l_o}, \quad \gamma = \frac{\pi}{2} - \beta$$

Mit Gleichung 1 lassen sich über die gegebenen Höhen y_u und y_o die dazugehörigen Winkel φ_u und φ_o iterativ bestimmen (z. B. mit der Regula Falsi). Man erhält:

$$\varphi_u = 0,15 \text{ rad} \quad (\text{untere Ruhelage})$$

$$\varphi_o = 1,085 \text{ rad} \quad (\text{Arbeitsposition})$$

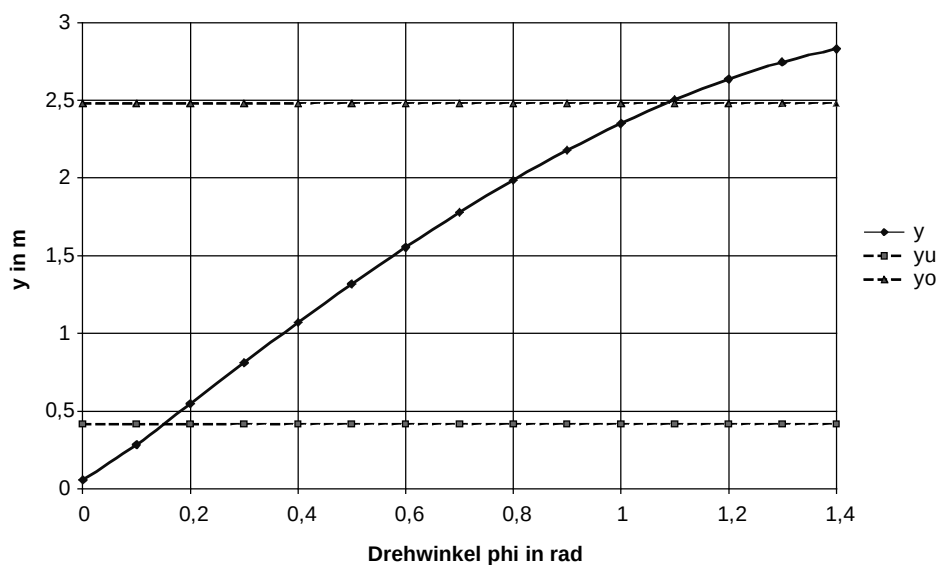
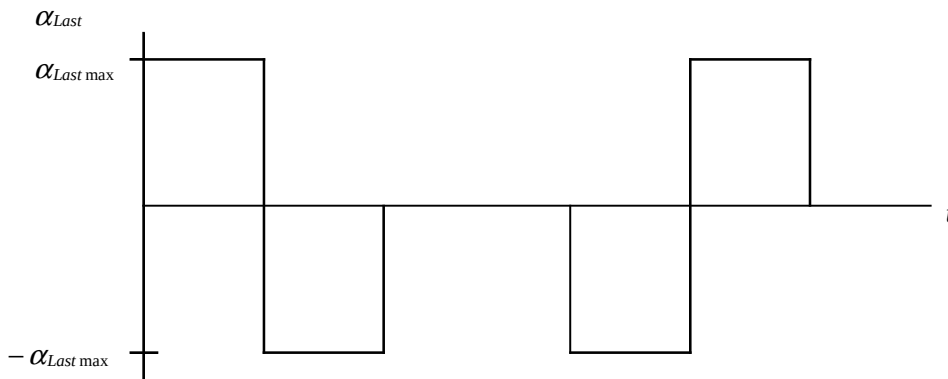
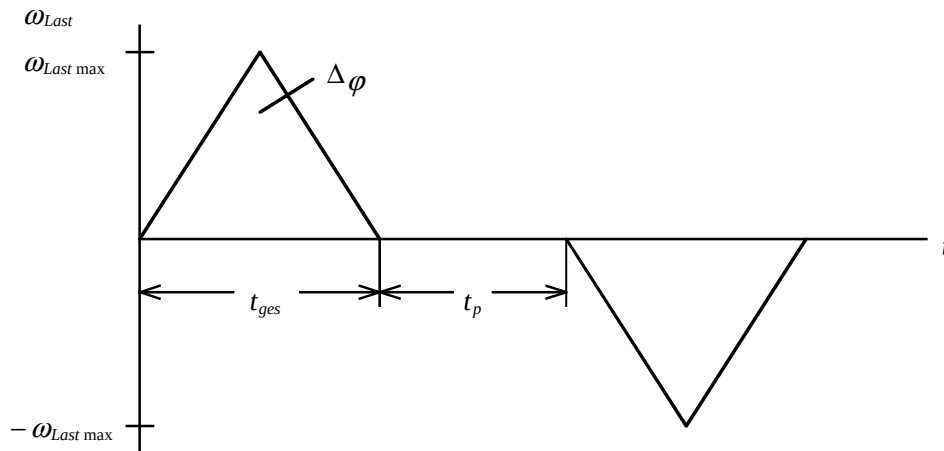


Diagramm zur Ermittlung der Startwerte für die Iteration

Bewegungsablauf

Ausgehend von der unteren Ruhelage soll der Stromabnehmer innerhalb von 1 s in seine Endposition gebracht werden. Das Zurückfahren von der Endposition in die untere Ruhelage erfolgt ebenfalls innerhalb von 1 s. Die Winkelgeschwindigkeit am unteren Drehpunkt 1 wird als symme-

trische Dreiecksfahrkurve vorgegeben. Damit ergibt sich für die Winkelgeschwindigkeit und die Winkelbeschleunigung folgender Verlauf.



Für die max. Winkelgeschwindigkeit, die max. Winkelbeschleunigung und die max. Lastdrehzahl erhält man:

$$\omega_{Last \max} = \frac{2 \cdot \Delta\varphi}{t_{ges}} = \frac{2 \cdot (\varphi_o - \varphi_u)}{t_{ges}} = \frac{2 \cdot (1,085 - 0,15)}{1} = 1,87 \text{ s}^{-1}$$

$$\alpha_{Last \max} = \frac{2 \cdot \omega_{Last \max}}{t_{ges}} = \frac{2 \cdot 1,87}{1} = 3,74 \text{ s}^{-2}$$

$$n_{Last \max} = \frac{\omega_{Last \max} \cdot 60}{2 \cdot \pi} = \frac{1,87 \cdot 60}{2 \cdot \pi} = 17,86 \text{ min}^{-1}$$

Jetzt lässt sich die Winkelbeschleunigung α_{Last} , die Winkelgeschwindigkeit ω_{Last} und der Drehwinkel φ als Funktion der Zeit darstellen.

Bereich: $0 \leq t \leq t_b$

(Beschleunigen aufwärts)

$$\alpha_{\text{Last}} = \alpha_{\text{Last max}}$$

$$\omega_{\text{Last}} = \alpha_{\text{Last max}} \cdot t$$

$$\varphi = \varphi_u + \frac{1}{2} \cdot \alpha_{\text{Last max}} \cdot t^2$$

Bereich: $t_b \leq t \leq t_{\text{ges}}$

(Verzögern aufwärts)

$$\alpha_{\text{Last}} = -\alpha_{\text{Last max}}$$

$$\omega_{\text{Last}} = -\alpha_{\text{Last max}} \cdot (t - t_{\text{ges}})$$

$$\varphi = \varphi_u + \Delta\varphi - \frac{1}{2} \cdot \alpha_{\text{Last max}} \cdot (t - t_{\text{ges}})^2$$

Bereich: $t_{\text{ges}} + t_p \leq t \leq t_{\text{ges}} + t_p + t_b$

(Beschleunigen abwärts)

$$\alpha_{\text{Last}} = -\alpha_{\text{Last max}}$$

$$\omega_{\text{Last}} = -\alpha_{\text{Last max}} \cdot (t - t_{\text{ges}} - t_p)$$

$$\varphi = \varphi_u + \Delta\varphi - \frac{1}{2} \cdot \alpha_{\text{Last max}} \cdot (t - t_{\text{ges}} - t_p)^2$$

Bereich: $t_{\text{ges}} + t_p + t_b \leq t \leq t_{\text{ges}} + t_p + t_{\text{ges}}$

(Verzögern abwärts)

$$\alpha_{\text{Last}} = -\alpha_{\text{Last max}}$$

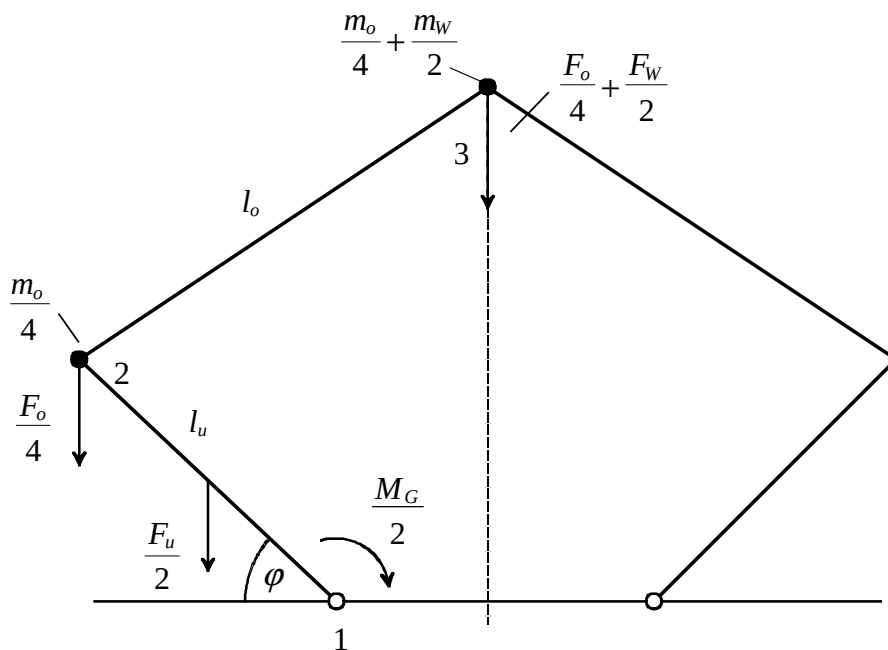
$$\omega_{\text{Last}} = \alpha_{\text{Last max}} \cdot (t - 2 \cdot t_{\text{ges}} - t_p)$$

$$\varphi = \varphi_u + \frac{1}{2} \cdot \alpha_{\text{Last max}} \cdot (t - 2 \cdot t_{\text{ges}} - t_p)^2$$

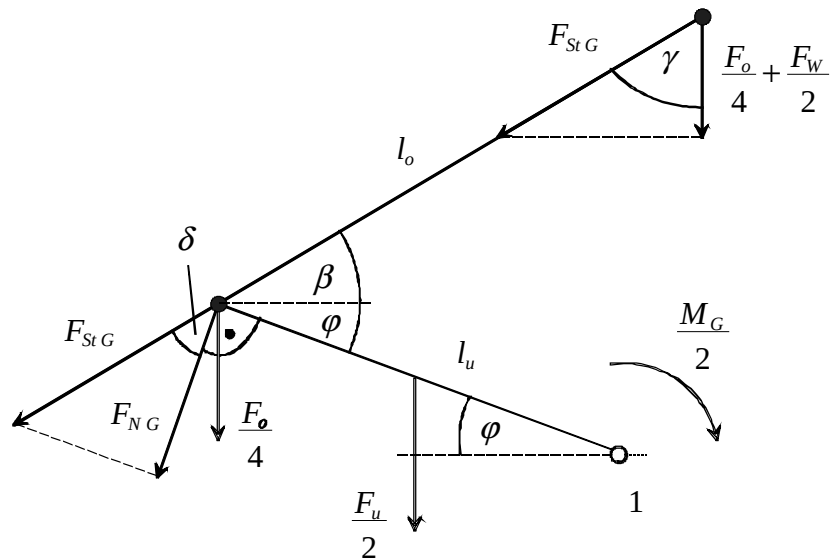
Berechnung des Lastmomentes während des Auf- und Abfahrens des Stromabnehmers

Für das Auf- und Abfahren des Stromabnehmers wird das Lastmoment ohne den Einfluß der Anpreßkraft berechnet.

Drehmoment aufgrund der Gewichtskräfte



Wegen der Symmetrie werden die Kräfte nur für eine Hälfte des Stromabnehmers betrachtet. Das halbe Gewicht der Oberschere $F_o/2$ wird zwecks Vereinfachung der Rechnung vom Schwerpunkt weg je zur Hälfte auf die Punkte 2 und 3 verteilt. Das Drehmoment bzgl. Punkt 1 ändert sich dadurch nicht. Das halbe Gewicht der Unterschere $F_u/2$ wirkt im Schwerpunkt. In Punkt 3 wirkt noch das halbe Gewicht der Wippe $F_w/2$. Die im Punkt 3 senkrecht angreifende Kraft $F_o/4 + F_w/2$ wird in eine Stabkraft bzgl. des Stabes l_o und anschließend in eine Normalkraft bzgl. des Stabes l_u zerlegt.



Für die Stabkraft und die Normalkraft ergibt sich:

$$F_{StG} = \frac{\frac{F_o}{4} + \frac{F_w}{2}}{\cos \gamma} = \frac{(\frac{m_o}{4} + \frac{m_w}{2}) \cdot g}{\cos \gamma}$$

$$F_{NG} = F_{StG} \cdot \cos \delta$$

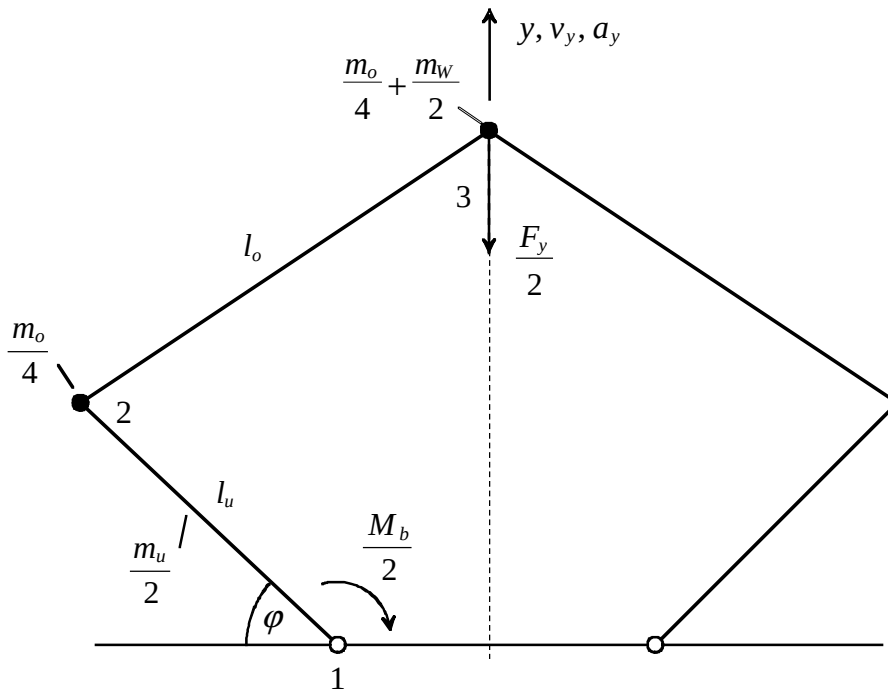
mit

$$\delta = \frac{\pi}{2} - \varphi - \beta$$

Damit erhält man für das Drehmoment aufgrund der Gewichtskräfte:

$$\begin{aligned} \frac{M_G}{2} &= \frac{F_u}{2} \cdot \frac{l_u}{2} \cdot \cos \varphi + \frac{F_o}{4} \cdot l_u \cdot \cos \varphi + F_{NG} \cdot l_u \\ &= \frac{m_u}{2} \cdot g \cdot \frac{l_u}{2} \cdot \cos \varphi + \frac{m_o}{4} \cdot g \cdot l_u \cdot \cos \varphi + F_{NG} \cdot l_u \end{aligned}$$

Drehmoment aufgrund der Beschleunigung der Massen



Auch hier werden wegen der Symmetrie nur die Kräfte für eine Hälfte des Stromabnehmers betrachtet. Die Kraft $F_y/2$ ergibt sich aus der Beschleunigung in y-Richtung zu:

$$\frac{F_y}{2} = \left(\frac{m_o}{4} + \frac{m_w}{2} \right) \cdot a_y$$

Die Geschwindigkeit v_y und die Beschleunigung a_y erhält man über Gleichung 1 durch entsprechendes Differenzieren.

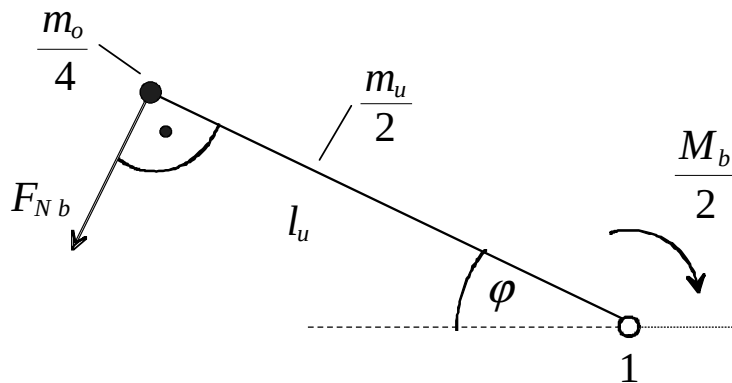
$$v_y = \frac{dy}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = l_u \cdot \omega_{Last} \cdot \cos \varphi + \frac{(a + l_u \cdot \cos \varphi) \cdot l_u \cdot \omega_{Last} \cdot \sin \varphi}{y - l_u \cdot \sin \varphi}$$

$$a_y = \frac{dv_y}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \frac{T}{y - l_u \cdot \sin \varphi}$$

mit

$$T = a \cdot l_u \cdot (\omega_{Last}^2 \cdot \cos \varphi + \alpha_{Last} \cdot \sin \varphi) + l_u \cdot (-y \cdot \omega_{Last}^2 \cdot \sin \varphi + \cos \varphi \cdot (y \cdot \alpha_{Last} + 2 \cdot v_y \cdot \omega_{Last})) - v_y^2$$

Auch hier wird die in Punkt 3 senkrecht angreifende Kraft $F_y/2$ in eine Stabkraft bzgl. des Stabes l_o und anschließend in eine Normalkraft bzgl. des Stabes l_u zerlegt.



Die Stabkraft und die Normalkraft aufgrund der Beschleunigung erhält man zu:

$$F_{Stb} = \frac{\frac{F_y}{2}}{\cos \gamma}$$

$$F_{Nb} = F_{Stb} \cdot \cos \delta$$

Damit erhält man für das Drehmoment aufgrund der Beschleunigung:

$$\frac{M_b}{2} = J_1 \cdot \alpha_{Last} + F_{Nb} \cdot l_u$$

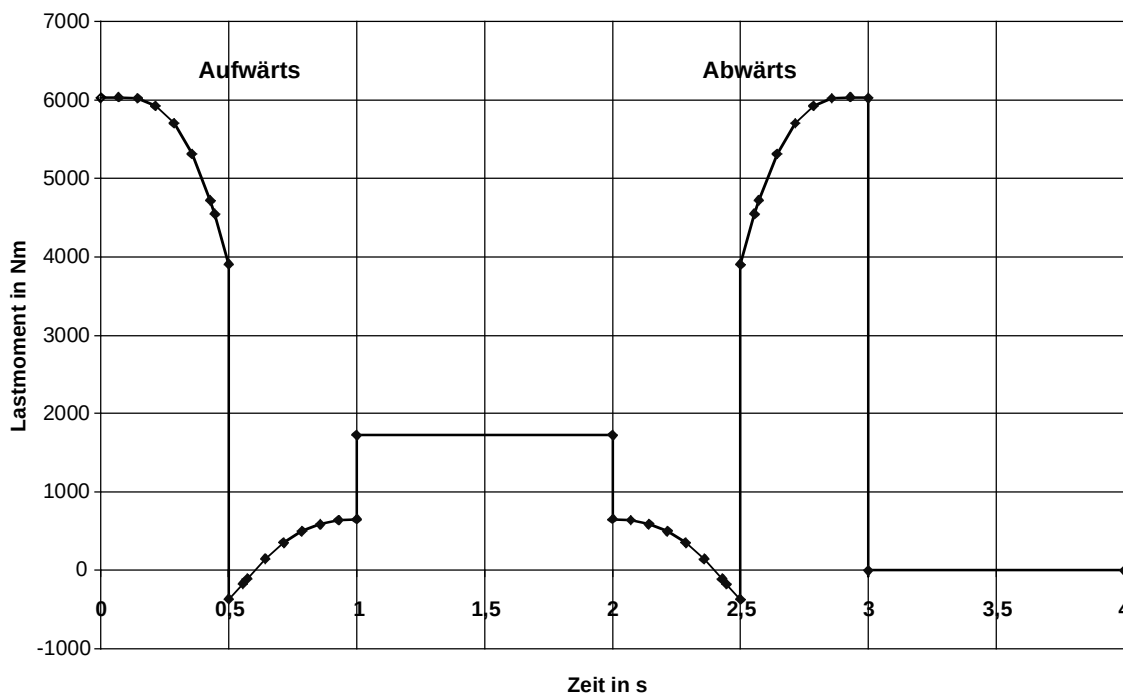
Dabei ist J_1 das Trägheitsmoment des Stabes l_u mit der Masse $m_u/2$ und der punktförmigen Masse $m_o/4$ am Punkt 2 bezogen auf den Punkt 1.

$$J_1 = \frac{1}{3} \cdot \frac{m_u}{2} \cdot l_u^2 + \frac{m_o}{4} \cdot l_u^2$$

Insgesamt erhält man für das Lastmoment im Punkt 1 bei Berücksichtigung beider Hälften des Stromabnehmers:

$$M_{Last} = 2 \cdot \left(\frac{M_G}{2} + \frac{M_b}{2} \right)$$

Mit den gegebenen Zahlenwerten läßt sich das Lastmoment z. B. mit einem Excel-Programm berechnen.



Lastmoment während der Aufwärts- und während der Abwärtsbewegung

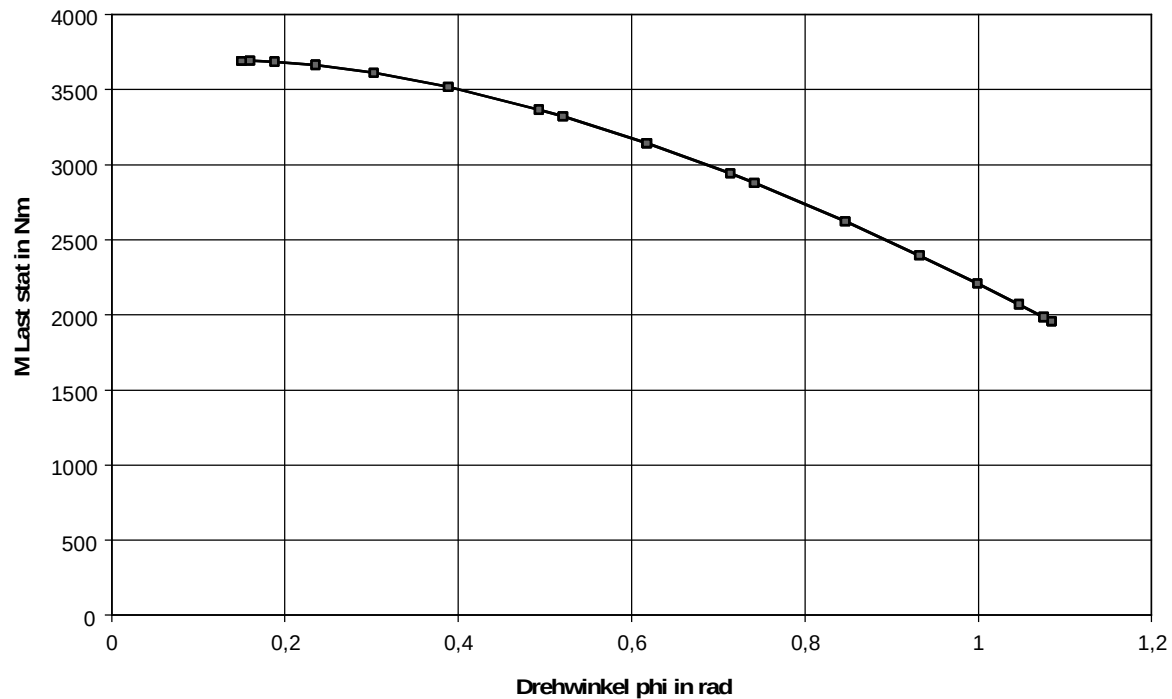
Berechnung des statischen Lastmomentes

Bei der Berechnung des statischen Lastmomentes während des Betriebes wird die Anpreßkraft F_A mit berücksichtigt. Man erhält:

$$M_{Last\ stat} = 2 \cdot \left(\frac{m_u}{2} \cdot g \cdot \frac{l_u}{2} \cdot \cos \varphi + \frac{m_o}{4} \cdot g \cdot l_u \cdot \cos \varphi + F_{N\ stat} \cdot l_u \right)$$

mit

$$F_{N\ stat} = \frac{\left(\frac{m_o}{4} + \frac{m_w}{2}\right) \cdot g + \frac{F_A}{2}}{\cos \gamma} \cdot \cos \delta$$



Statisches Lastmoment mit Anpreßkraft in Abhängigkeit vom Drehwinkel φ

Auswahl des Motors

Bei der Auswahl des Motors wird vereinfachend davon ausgegangen, daß das Motormoment über ein Getriebe linear auf das Lastmoment umgesetzt wird.

Gewählter Motor:

1PA6105-4HF. mit Getriebe $i=110$ ($\eta_{\text{Getriebe}}=0,9$), $M_n=44 \text{ Nm}$, $n_n=17500 \text{ min}^{-1}$, $M_{\text{kipp}}=114,4 \text{ Nm}$,
 $I_n=17,5 \text{ A}$, $I_\mu=9,3 \text{ A}$, $J_{\text{Mot}}=0,029 \text{ kgm}^2$, $J_{\text{Getriebe}}=0,02 \text{ kgm}^2$, $\eta_{\text{Mot}}=0,875$

Maximale Drehzahl des Motors:

$$n_{\text{Mot max}} = i \cdot n_{\text{Last max}} = 110 \cdot 17,86 = 1964,3 \text{ min}^{-1}$$

Motormoment

Für das Motormoment gilt:

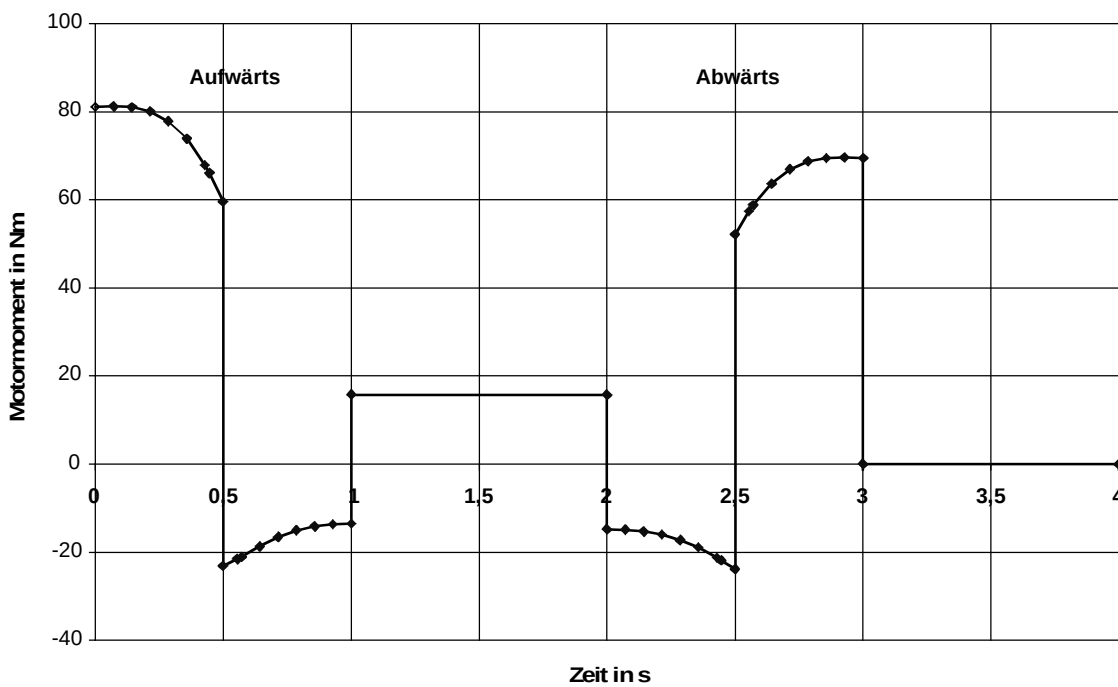
$$M_{Mot\ auf} = J_{Mot} \cdot \alpha_{Last} \cdot i + J_{Getriebe} \cdot \alpha_{Last} \cdot i + M_{Last} \cdot \frac{1}{i \cdot \eta_{Getriebe}^{VZ}}$$

$$M_{Mot\ ab} = J_{Mot} \cdot \alpha_{Last} \cdot i + J_{Getriebe} \cdot \alpha_{Last} \cdot i + M_{Last} \cdot \frac{\eta_{Getriebe}^{VZ}}{i}$$

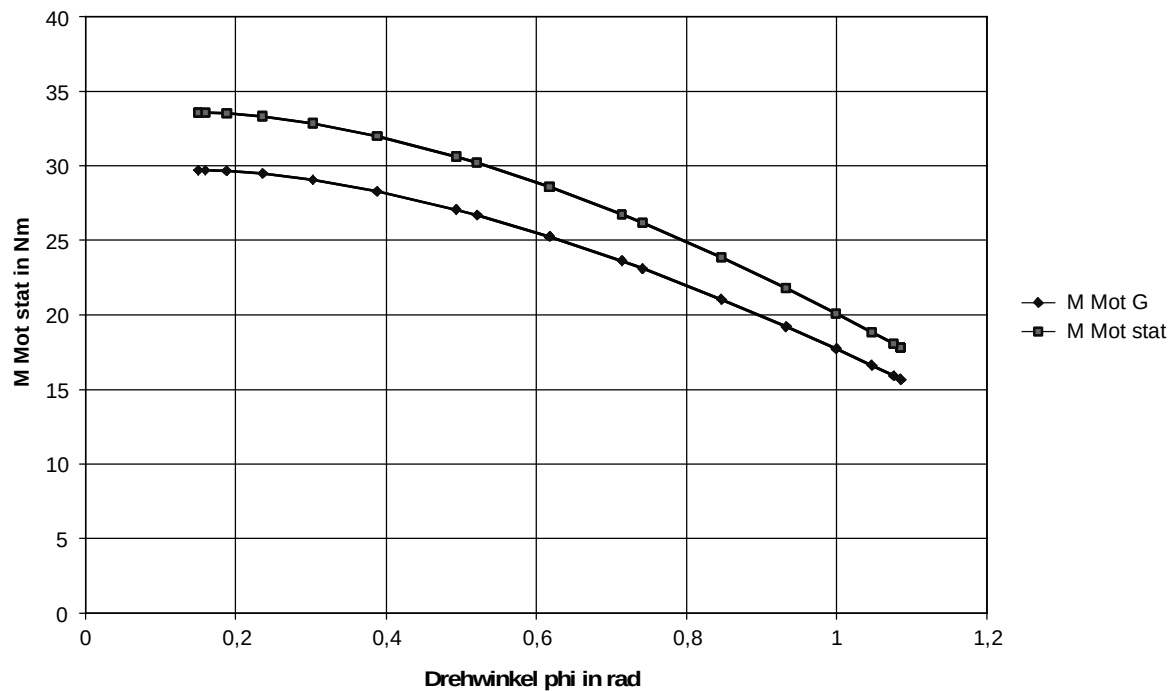
$$M_{Mot\ stat} = M_{Last\ stat} \cdot \frac{1}{i}$$

mit

$$VZ = \text{Vorzeichen}(M_{Last})$$



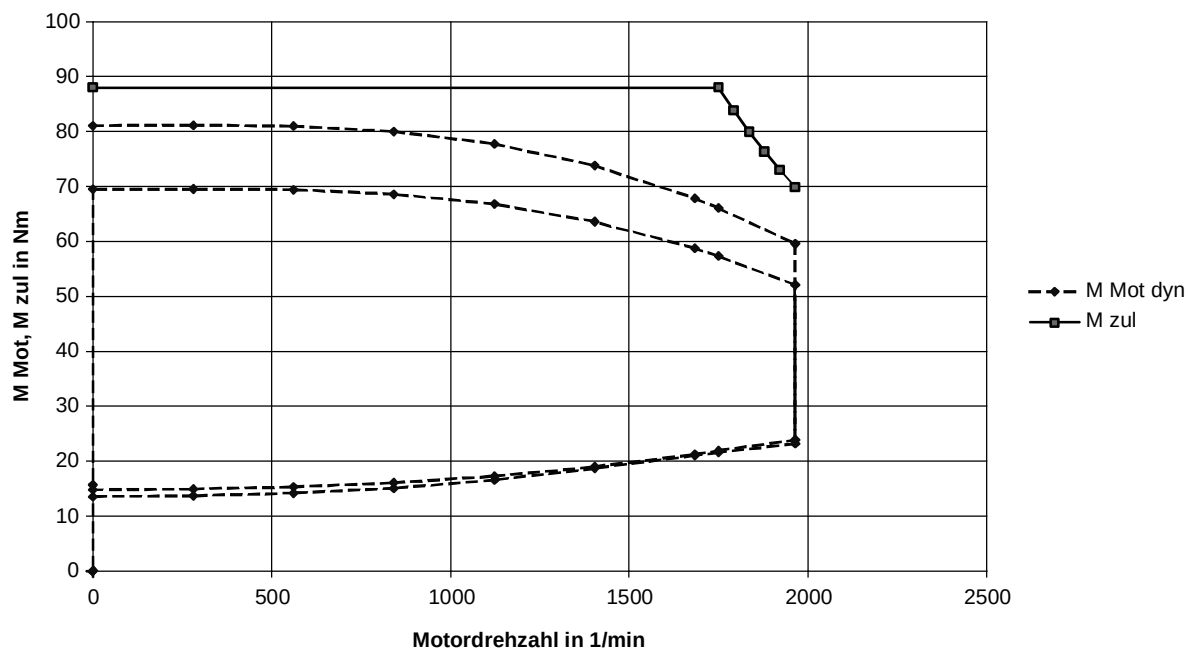
Motormoment während der Aufwärts- und während der Abwärtsbewegung



Statisches Motormoment mit Anpreßkraft ($M_{\text{Mot stat}}$) und ohne Anpreßkraft ($M_{\text{Mot G}}$) in Abhängigkeit vom Drehwinkel ϕ

Das größte Motormoment im dynamischen Betrieb wird während der Aufwärtsbewegung benötigt. Es beträgt 81,13 Nm. Das Motormoment während der Abwärtsbewegung ist wegen des Getriebewirkungsgrades kleiner.

Um eine konstante Anpreßkraft während des stationären Betriebes zu erzielen, muß die Momentenbegrenzung des Motors in Abhängigkeit vom Drehwinkel ϕ gemäß der Kurve $M_{\text{Mot stat}}$ vorgegeben werden. Dies kann z. B. durch Erfassung des Drehwinkels über einen Absolutwertgeber und Vorgabe der Momentenbegrenzung über einen Kennlinienbaustein erfolgen. Zur schnelleren Ausregelung bei Fahrdrahthöhenänderungen könnte eine vom differenzierten Drehwinkel ϕ abhängige Momentenaufschaltung dienen. $M_{\text{Mot stat}}$ ist gegenüber dem nur aufgrund der Gewichtskräfte hervorgerufenen Moment $M_{\text{Mot G}}$ um den Anteil der Anpreßkraft F_A größer. Das maximale statische Motormoment beträgt 33,55 Nm. Dieser Wert wird allerdings nicht erreicht, da der Fahrdraht in der Höhe nur um 0,5 m variiert. Damit ergibt sich über Gleichung 1 ein Drehwinkel von 0,8 rad und ein statisches Motormoment von etwa 25 Nm. Der Motor ist also thermisch geeignet, da das Nennmoment 44 Nm beträgt.

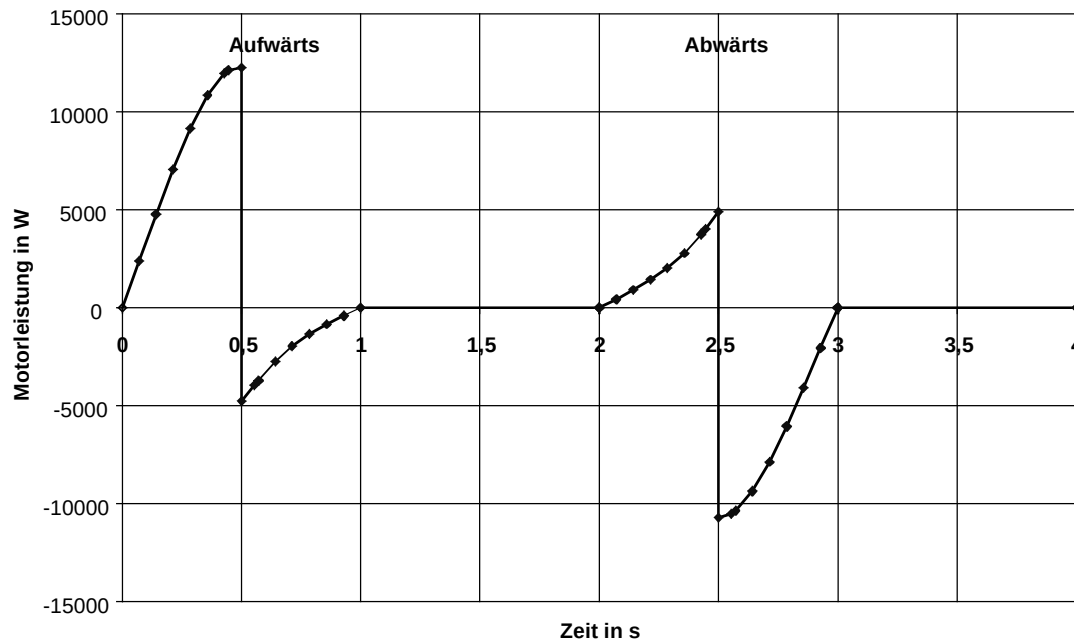


Das dynamische Motormoment liegt unterhalb der Grenzkurve. Bezüglich der dynamischen Grenzen ist der Motor also geeignet.

Auslegung des Bremswiderstandes

Die Motorleistung ergibt sich aus dem Motormoment und der Winkelgeschwindigkeit zu:

$$P_{Mot} = M_{Mot} \cdot i \cdot \omega_{Last}$$



Motorleistung während der Aufwärts- und während der Abwärtsfahrt

Die max. Bremsleistung für den Bremswiderstand ergibt sich über die max. negative Motorleistung (=Motorbremsleistung) zu:

$$P_{br W \max} = P_{br Mot \max} \cdot \eta_{Mot} \cdot \eta_{WR} = -10,7 \cdot 0,875 \cdot 0,98 = -9,17 \text{ kW}$$

Wegen der Bedingung

$$P_{br W \max} \leq 1,5 \cdot P_{20}$$

ist also mindestens eine Bremsseinheit mit $P_{20}=10 \text{ kW}$ zu verwenden.

Die Bremsenergie für eine Aufwärts- und Abwärtsfahrt lässt sich über die negative Fläche innerhalb der Kurve der Motorleistung berechnen.

$$W_{br} = \int P_{Mot} \cdot \eta_{Mot} \cdot \eta_{WR} \cdot dt \quad \text{für } P_{Mot} \leq 0$$

$$\approx \sum \eta_{Mot} \cdot \eta_{WR} \cdot \frac{P_{Mot i-1} + P_{Mot i}}{2} \cdot (t_i - t_{i-1}) \quad \text{für } P_{Mot i-1}, P_{Mot i} \leq 0$$

Die Berechnung ergibt:

$$W_{br} = -3,58 \text{ kWs}$$

Für eine Bremsseinheit mit internem Bremswiderstand muß gelten:

$$\frac{W_{br}}{T} \leq \frac{P_{20}}{36}$$

bzw.

$$T \geq \frac{W_{br} \cdot 36}{P_{20}} = \frac{3,58 \cdot 36}{10} = 12,9 \text{ s} \quad (\text{bei } P_{20}=10 \text{ kW})$$

Bei Verwendung einer 10 kW Bremsseinheit mit internem Bremswiderstand muß die Zykluszeit für eine Aufwärts- und Abwärtsbewegung also mindestens 12,9 s betragen. Andernfalls ist ein externer Bremswiderstand oder eventuell eine größere Bremsseinheit zu verwenden.

Auswahl des Umrichters

Der Umrichter wird nach dem max. Motorstrom beim Beschleunigen und dem max. Motorstrom im stationären Betrieb ausgewählt. Der Motorstrom errechnet sich über das Motormoment zu:

$$I_{Mot} \approx I_{Mot n} \cdot \sqrt{\left(\frac{M_{Mot}}{M_{Mot n}}\right)^2 \cdot \left(1 - \left(\frac{I_{mag}}{I_{Mot n}}\right)^2\right) \cdot kn^2 + \left(\frac{I_{mag}}{I_{Mot n}}\right)^2 \cdot \frac{1}{kn^2}}$$

$$kn = 1 \quad \text{für} \quad n_{Mot} \leq n_{Mot n} \quad \text{Konstantflußbereich}$$

$$kn = \frac{n_{Mot}}{n_{Mot n}} \quad \text{für} \quad n_{Mot} > n_{Mot n} \quad \text{Feldschwächung}$$

Damit erhält man:

$$I_{Mot b \max} = 31,2 \text{ A} \quad \text{max. Motorstrom beim Beschleunigen mit 81,13 Nm}$$

$$I_{Mot stat \max} = 12,6 \text{ A} \quad \text{max. Motorstrom im statischen Betrieb mit 25 Nm}$$

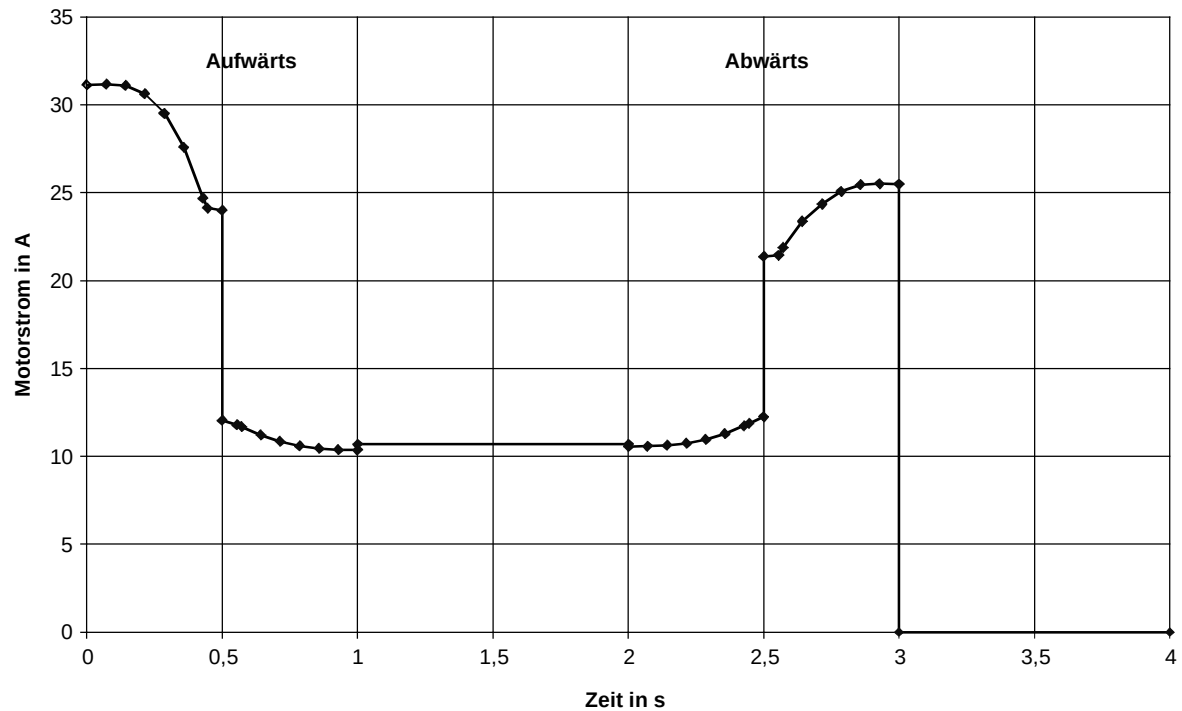
Für Sättigungseinflüsse wurde bei $I_{Mot b \max}$ noch 8% zugeschlagen.

Gewählter Umrichter SIMOVERT MASTERDRIVES VECTOR CONTROL:

6SE7022-6EC61

$P_{U n}=11 \text{ kW}$; $I_{U n}=25,5 \text{ A}$; $I_{U \max}=34,8 \text{ A}$ (1,36fache Überlastfähigkeit)

mit Bremseinheit 10 kW (6SE7021-6ES87-2DA0)



Motorstrom während der Aufwärts- und während der Abwärtsfahrt

Abschätzung der Genauigkeit bei der Anpreßkraft

Betrachtet man die statischen Momentenkurven in einem Arbeitspunkt, so ergibt sich der ungünstigste Fall beim kleinsten erforderlichen Motormoment, d.h. bei max. Höhe:

$$M_{Mot\ stat} = 17,8\ Nm$$

statisches Motormoment

$$M_{Mot\ G} = 15,7\ Nm$$

Motormomentanteil für die Gewichtskräfte

und damit

$$M_{Mot\ A} = M_{Mot\ stat} - M_{Mot\ G} = 2,1\ Nm \sim F_A$$

Motormomentanteil für die Anpreßkraft

Setzt man eine Momentengenauigkeit von 1% beim Antrieb voraus, so ergibt sich:

$$\Delta M_{Mot} = \frac{M_n}{100\%} \cdot 1\% = \frac{44}{100} = 0,44\ Nm$$

Damit erhält man für die Genauigkeit der Anpreßkraft:

$$\frac{\Delta M_{Mot\ A}}{M_{Mot\ A}} = \frac{\Delta F_A}{F_A} = \frac{\Delta M_{Mot}}{M_A} = \frac{0,44}{2,1} \cdot 100\% = 21\%$$

Weil aufgrund der Motorauslegung nach den dynamischen Erfordernissen das erforderliche statische Motormoment relativ klein gegenüber dem Motornennmoment ist, und weil der für die Anpreßkraft zuständige Teil nur etwa 12% des statischen Motormomentes beträgt, ergibt sich ein größerer Fehler bzgl. der Genauigkeit der Anpreßkraft. Bessere Ergebnisse würden erzielt wenn der Gewichtsanteil geringer gehalten werden könnte, z. B. mit einem Ausgleichsgewicht oder mit einer Feder die im Arbeitsbereich den Gewichtsanteil kompensiert.

Kontrolle der Rechnung über die potentielle Energie

Eine Kontrolle der Rechnung kann über die potentielle Energie zur Bewegung der Massen von der Ruhelage in die Arbeitsposition erfolgen. Dazu wird zunächst der Schwerpunktsweg der Massen m_o , m_u und m_w berechnet.

$$\Delta h_{m_o} = \frac{y_o + l_u \cdot \sin \varphi_o}{2} - \frac{y_u + l_u \cdot \sin \varphi_u}{2} = \frac{2,481 + 1,25 \cdot \sin 1,085}{2} - \frac{0,416 + 1,25 \cdot \sin 0,15}{2} = 1,492 \text{ m}$$

$$\Delta h_{m_u} = \frac{l_u \cdot \sin \varphi_o}{2} - \frac{l_u \cdot \sin \varphi_u}{2} = \frac{1,25 \cdot \sin 1,085}{2} - \frac{1,25 \cdot \sin 0,15}{2} = 0,459 \text{ m}$$

$$\Delta h_{m_w} = y_o - y_u = 2,481 - 0,416 = 2,065 \text{ m}$$

Damit ergibt sich für die potentielle Energie:

$$W_{pot} = m_o \cdot g \cdot \Delta h_{m_o} + m_u \cdot g \cdot \Delta h_{m_u} + m_w \cdot g \cdot \Delta h_{m_w} = (64 \cdot 1,492 + 80 \cdot 0,459 + 60 \cdot 2,065) \cdot 9,81 = 2512 \text{ Ws}$$

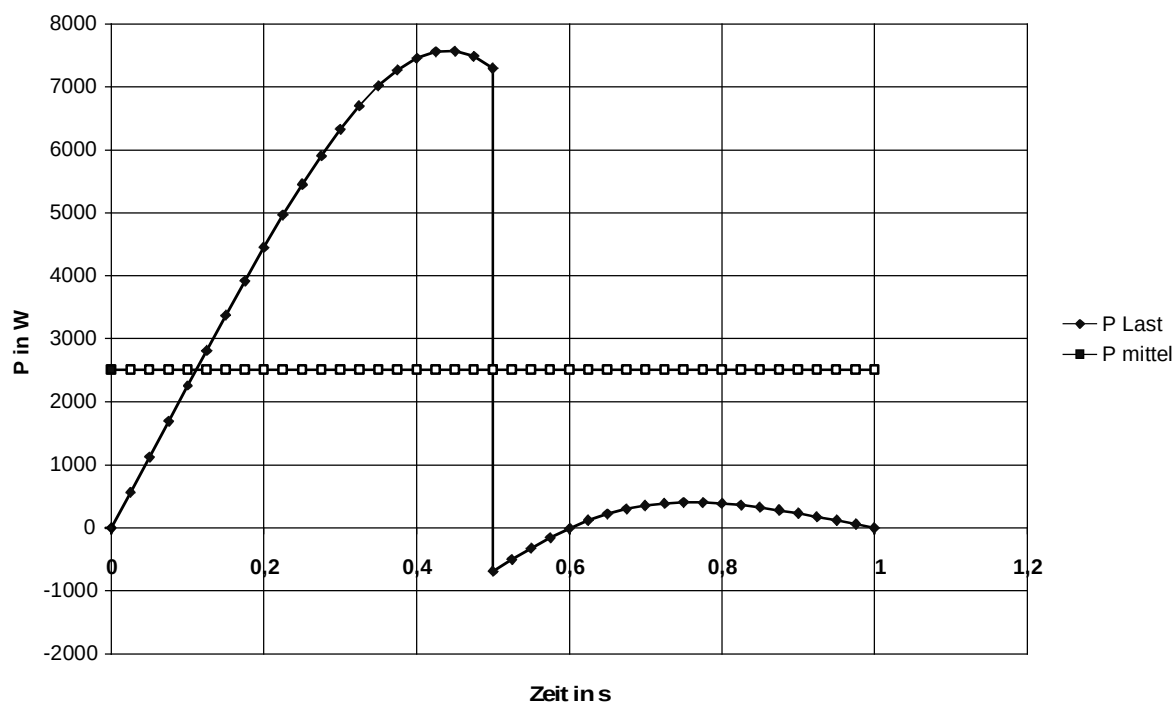
Für die mittlere Leistung erhält man:

$$P_{mittel} = \frac{W_{pot}}{t_{ges}} = \frac{2512}{1} = 2512 \text{ W}$$

Andererseits berechnet sich die Energie für die Aufwärtsbewegung zu:

$$W_{auf} = \int_0^{t_{ges}} P_{Last} \cdot dt = \int_0^{t_{ges}} M_{Last} \cdot \omega_{Last} \cdot dt \approx \sum \frac{M_{Last\ i-1} \cdot \omega_{Last\ i-1} + M_{Last\ i} \cdot \omega_{Last\ i}}{2} \cdot (t_i - t_{i-1})$$

Die Auswertung dieser Beziehung ergibt bei entsprechend kleiner Schrittweite den gleichen Wert wie bei W_{pot} ermittelt. Die beim Beschleunigen benötigte kinetische Energie wird beim Verzögern wieder vollständig rückgeführt.



Lastleistung P_{Last} und mittlere Leistung P_{mittel} während der Aufwärtsfahrt

3.17 Antrieb für Folienvorschub mit $\sin^2$ -Verrundung

Der Antrieb wird vereinfachend als reiner Schwungmassenantrieb betrachtet. Es soll ein 1FK6-Motor eingesetzt werden. Zur Vermeidung von Drehmomentsprüngen wird eine $\sin^2$ -Verrundung des Drehzahlsollwertes benutzt (siehe auch unter 4.6).

Daten des Antriebs

Lastträgheitsmoment	J_{Last}	= 0,75 kgm ²
Getriebeübersetzungsverhältnis	i	= 15,57
Getriebeträgheitsmoment	J_G	= 0,000151
Getriebewirkungsgrad	η_G	= 0,95
Max. Motordrehzahl	$n_{\text{Mot max}}$	= 3000 min ⁻¹
Beschleunigungszeit	t_b	= 70 ms
Verzögerungszeit	t_v	= 70 ms
Zeit mit konstanter Drehzahl	t_k	= 70 ms
Pausenzeit	t_p	= 0,8 s

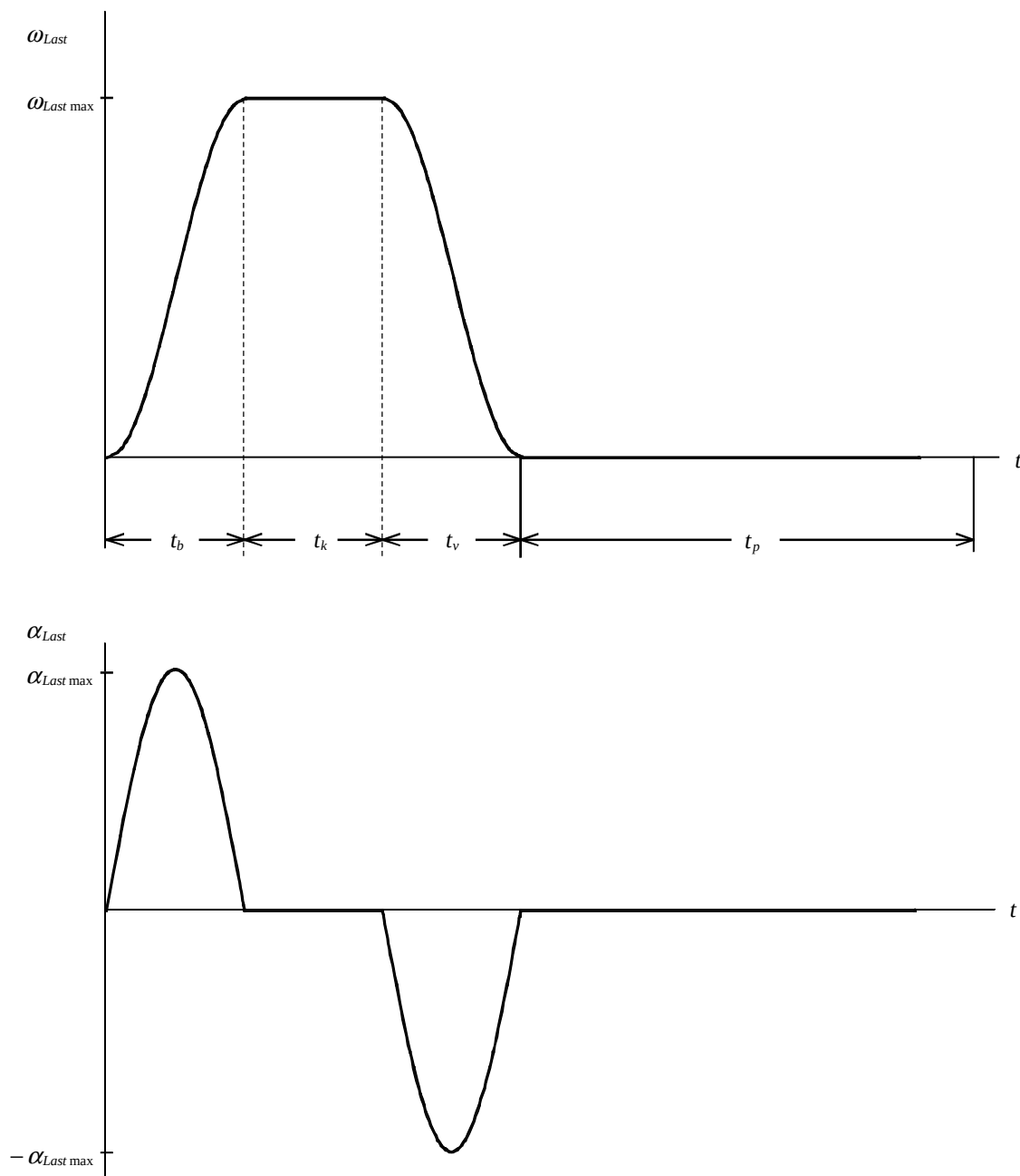
Für die max. Winkelgeschwindigkeit der Last erhält man:

$$\omega_{\text{Last max}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{\text{Mot max}}}{60 \cdot i} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 3000}{60 \cdot 15,57} = 20,1772 \text{ s}^{-1}$$

Bei $\sin^2$ -Verrundung gilt für die max. Winkelbeschleunigung der Last:

$$\alpha_{\text{Last max}} = \frac{\omega_{\text{Last max}}}{t_b} \cdot \frac{\pi}{2} = \frac{20,1772}{0,07} \cdot \frac{\pi}{2} = 452,8 \text{ s}^{-2}$$

Fahrkurve



Wegen $t_b = t_v$ ist die Fahrkurve symmetrisch.

Die Winkelgeschwindigkeit ω_{Last} und die Winkelbeschleunigung α_{Last} lässt sich als Funktion der Zeit folgendermaßen darstellen:

Bereich: $0 \leq t \leq t_b$ (Beschleunigen)

$$\omega_{\text{Last}} = \omega_{\text{Last max}} \cdot \sin^2\left(\frac{\pi \cdot t}{2 \cdot t_b}\right)$$

$$\alpha_{\text{Last}} = \alpha_{\text{Last max}} \cdot \sin\left(\frac{\pi \cdot t}{t_b}\right)$$

Bereich: $t_b \leq t \leq t_b + t_k$ (konstante Drehzahl)

$$\omega_{\text{Last}} = \omega_{\text{Last max}}$$

$$\alpha_{\text{Last}} = 0$$

Bereich: $t_b + t_k \leq t \leq t_b + t_k + t_v$ (Verzögern)

$$\omega_{\text{Last}} = \omega_{\text{Last max}} \cdot \cos^2\left(\frac{\pi \cdot (t - t_b - t_k)}{2 \cdot t_v}\right)$$

$$\alpha_{\text{Last}} = -\alpha_{\text{Last max}} \cdot \sin\left(\frac{\pi \cdot (t - t_b - t_k)}{t_v}\right)$$

Lastmoment

Für das Lastmoment gilt:

$$M_{\text{Last}} = J_{\text{Last}} \cdot \alpha_{\text{Last}}$$

Das max. Lastmoment ergibt sich zu:

$$M_{\text{Last max}} = J_{\text{Last}} \cdot \alpha_{\text{Last max}} = 0,75 \cdot 452,8 = 339,6 \text{ Nm}$$

Auswahl des Motors

Gewählter Motor:

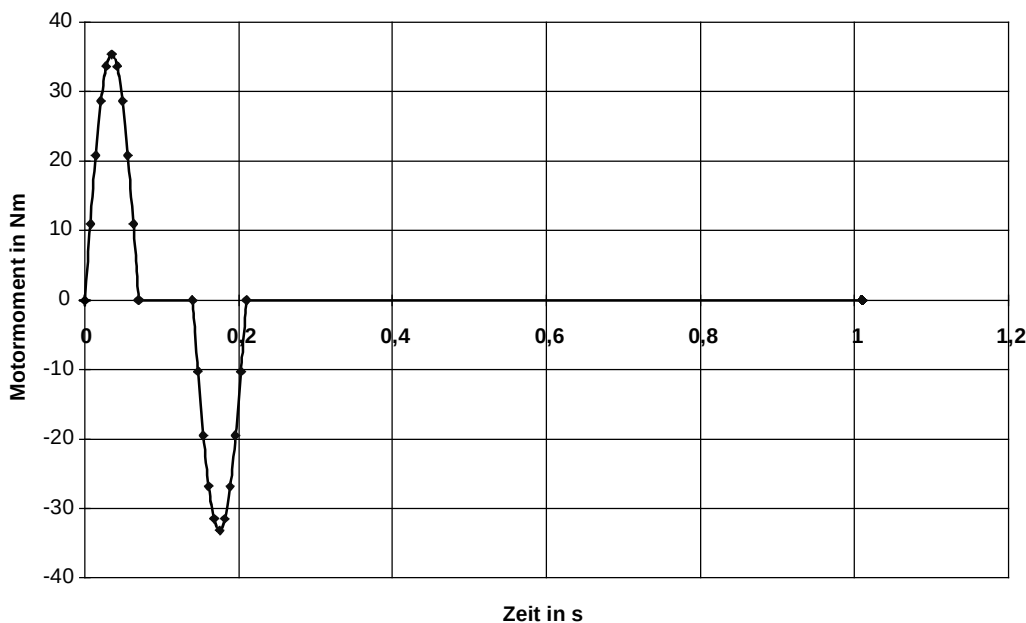
1FK6063-6AF71, $n_n=3000 \text{ min}^{-1}$, $J_{\text{Mot}}=0,00161 \text{ kgm}^2$, $\eta_{\text{Mot}}=0,89$, $kT_0=1,33 \text{ Nm/A}$, $M_0=11 \text{ Nm}$,
 $I_0=8,3 \text{ A}$, $M_{\text{max}}=37 \text{ Nm}$, $I_{\text{max}}=28 \text{ A}$

Motormoment

Für das Motormoment gilt:

$$M_{\text{Mot } b} = ((J_{\text{Mot}} + J_G) \cdot i + J_{\text{Last}} \cdot \frac{1}{i \cdot \eta_G}) \cdot \alpha_{\text{Last max}} \cdot \sin\left(\frac{\pi \cdot t}{t_b}\right) \quad (\text{Beschleunigen, motorisch})$$

$$M_{\text{Mot } v} = -((J_{\text{Mot}} + J_G) \cdot i + J_{\text{Last}} \cdot \frac{\eta_G}{i}) \cdot \alpha_{\text{Last max}} \cdot \sin\left(\frac{\pi \cdot (t - t_b - t_k)}{t_v}\right) \quad (\text{Verzögern, generatorisch})$$



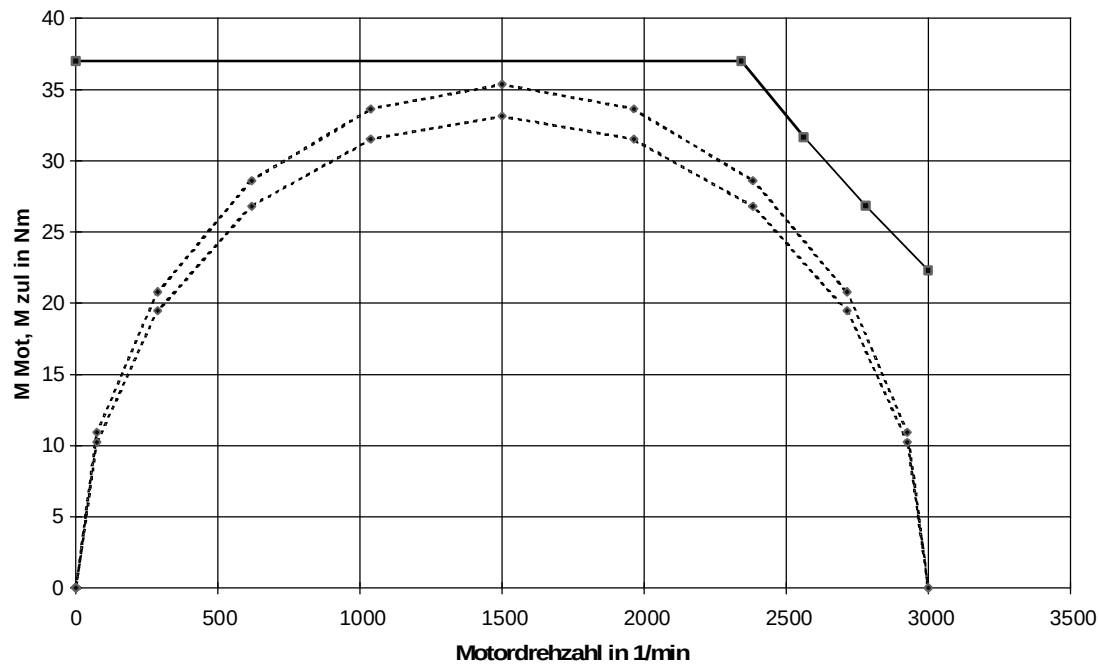
Das größte Motormoment wird beim Beschleunigen erreicht mit:

$$\begin{aligned}
 M_{\text{Mot } b \text{ max}} &= ((J_{\text{Mot}} + J_G) \cdot i + J_{\text{Last}} \cdot \frac{1}{i \cdot \eta_G}) \cdot \alpha_{\text{Last max}} \\
 &= ((0,00161 + 0,000151) \cdot 15,57 + 0,75 \cdot \frac{1}{15,57 \cdot 0,95}) \cdot 452,8 = 35,37 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

Das max. Motormoment beim Verzögern ist wegen des Getriebewirkungsgrades kleiner:

$$M_{Mot\ v\ max} = -((J_{Mot} + J_G) \cdot i + J_{Last} \cdot \frac{\eta_G}{i}) \cdot \alpha_{Last\ max}$$

$$= -((0,00161 + 0,000151) \cdot 15,57 + 0,75 \cdot \frac{0,95}{15,57}) \cdot 452,8 = -33,14\ Nm$$



Das Motormoment liegt unterhalb der Grenzkurve. Bezüglich der dynamischen Grenzen ist der Motor also geeignet.

Thermische Überprüfung des Motors

Das effektive Motormoment berechnet sich zu:

$$M_{eff} = \sqrt{\frac{\int_0^{t_b} M_{Mot\ b}^2 \cdot dt + \int_{t_b+t_k}^{t_b+t_k+t_v} M_{Mot\ v}^2 \cdot dt}{t_b + t_k + t_v + t_p}}$$

Nach Einsetzen erhält man:

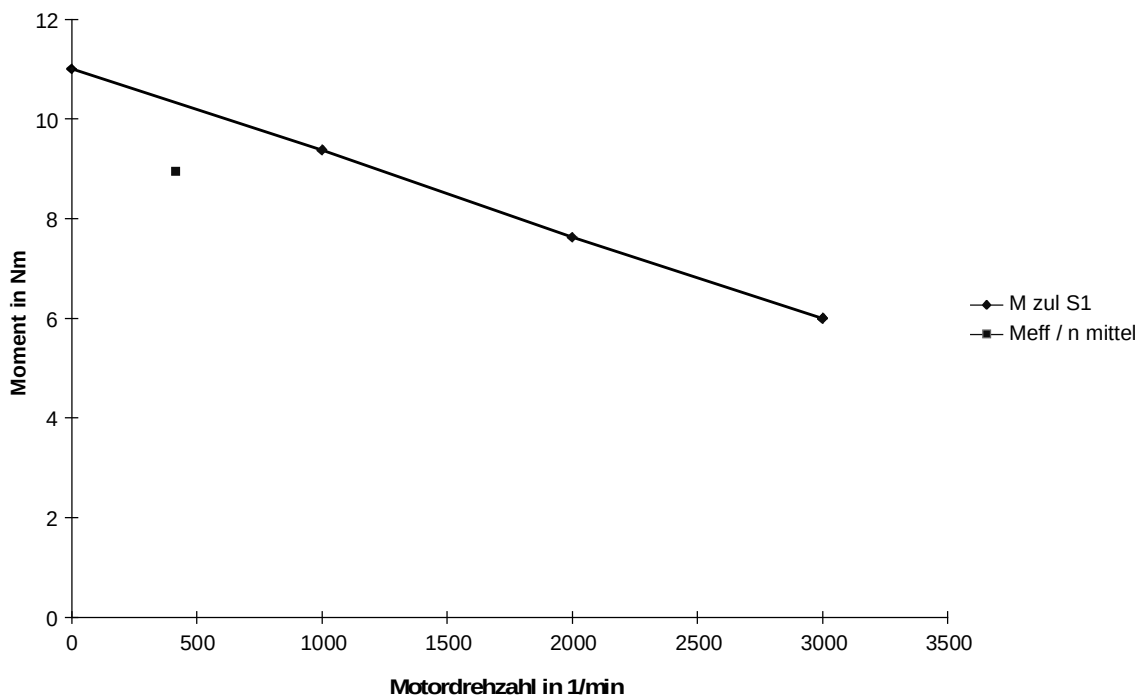
$$M_{eff} = \sqrt{\frac{\int_0^{t_b} M_{Mot\ b\ max}^2 \cdot \sin^2\left(\frac{\pi \cdot t}{t_b}\right) \cdot dt + \int_{t_b+t_k}^{t_b+t_k+t_v} M_{Mot\ v\ max}^2 \cdot \sin^2\left(\frac{\pi \cdot (t-t_b-t_k)}{t_v}\right) \cdot dt}{t_b + t_k + t_v + t_p}}$$

$$= \sqrt{\frac{M_{Mot\ b\ max}^2 \cdot \frac{t_b}{2} + M_{Mot\ v\ max}^2 \cdot \frac{t_v}{2}}{t_b + t_k + t_v + t_p}} = \sqrt{\frac{35,37^2 \cdot \frac{0,07}{2} + 33,14^2 \cdot \frac{0,07}{2}}{0,07 + 0,07 + 0,07 + 0,8}} = 9,02\ Nm$$

Für die mittlere Motordrehzahl ergibt sich mit $n_{Mot} \sim \omega_{Last}$:

$$n_{mittel} = \frac{\int_0^{t_b+t_k+t_v} n_{Mot} \cdot dt}{t_b + t_k + t_v + t_p} = \frac{n_{Mot\ max} \cdot \left(\int_0^{t_b} \sin^2\left(\frac{\pi \cdot t}{2 \cdot t_b}\right) \cdot dt + \int_{t_b}^{t_b+t_k} dt + \int_{t_b+t_k}^{t_b+t_k+t_v} \cos^2\left(\frac{\pi \cdot (t-t_b-t_k)}{2 \cdot t_v}\right) \cdot dt \right)}{t_b + t_k + t_v + t_p}$$

$$= \frac{n_{Mot\ max} \cdot \left(\frac{t_b}{2} + t_k + \frac{t_v}{2} \right)}{t_b + t_k + t_v + t_p} = \frac{3000 \cdot \left(\frac{0,07}{2} + 0,07 + \frac{0,07}{2} \right)}{0,07 + 0,07 + 0,07 + 0,8} = 415,8\ min^{-1}$$

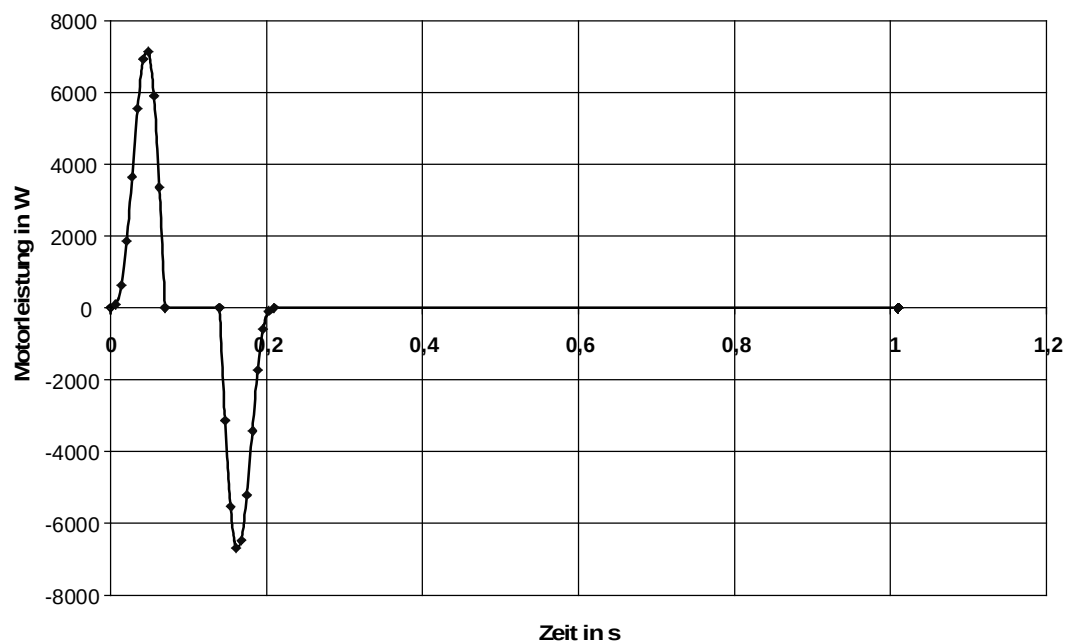


Das effektive Motormoment liegt bei n_{mittel} unterhalb der M_{S1} -Kurve. Der Motor ist also auch bezüglich der thermischen Grenzen geeignet.

Auslegung des Bremswiderstandes

Die Motorleistung ergibt sich aus dem Motormoment und der Winkelgeschwindigkeit zu:

$$P_{\text{Mot}} = M_{\text{Mot}} \cdot i \cdot \omega_{\text{Last}}$$



Für den generatorischen Betrieb gilt:

$$P_{\text{Mot } v} = -M_{\text{Mot } v \text{ max}} \cdot \sin\left(\frac{\pi \cdot (t - t_b - t_k)}{t_v}\right) \cdot i \cdot \omega_{\text{Last max}} \cdot \cos^2\left(\frac{\pi \cdot (t - t_b - t_k)}{2 \cdot t_v}\right)$$

Die max. Bremsleistung für den Bremswiderstand ergibt sich über die max. Motorleistung im generatorischen Betrieb zu:

$$P_{\text{br } W \text{ max}} = P_{\text{Mot } v \text{ max}} \cdot \eta_{\text{Mot}} \cdot \eta_{\text{WR}}$$

Setzt man

$$\frac{\pi \cdot (t - t_b - t_k)}{2 \cdot t_v} = \varphi$$

so erhält man das Maximum von $P_{Mot v}$ mit

$$\frac{dP_{Mot v}}{d\varphi} = 0 = -M_{Mot v \max} \cdot i \cdot \omega_{Last \max} \cdot (2 \cdot \cos(2 \cdot \varphi) \cdot \cos^2(\varphi) - 2 \cdot \sin(2 \cdot \varphi) \cdot \cos(\varphi) \cdot \sin(\varphi))$$

für

$$\varphi = \arcsin\left(\frac{1}{2}\right) = 0,5236 \text{ rad}$$

Durch Einsetzen von φ erhält man die max. Bremsleistung für den Bremswiderstand zu:

$$\begin{aligned} P_{br W \max} &= -M_{Mot v \max} \cdot i \cdot \omega_{Last \max} \cdot \eta_{Mot} \cdot \eta_{WR} \cdot \sin(2 \cdot 0,5236) \cdot \cos^2(0,5236) \\ &= -33,14 \cdot 15,57 \cdot 20,1772 \cdot 0,89 \cdot 0,98 \cdot \sin(2 \cdot 0,5236) \cdot \cos^2(0,5236) = -5898 \text{ W} \end{aligned}$$

Die Bremsenergie für einen Zyklus läßt sich berechnen mit:

$$\begin{aligned} W_{br} &= \int_{t_b + t_k}^{t_b + t_k + t_v} P_{Mot v} \cdot \eta_{Mot} \cdot \eta_{WR} \cdot dt \\ &= -M_{Mot v \max} \cdot i \cdot \omega_{Last \max} \cdot \eta_{Mot} \cdot \eta_{WR} \cdot \int_{t_b + t_k}^{t_b + t_k + t_v} \sin\left(\frac{\pi \cdot (t - t_b - t_k)}{t_v}\right) \cdot \cos^2\left(\frac{\pi \cdot (t - t_b - t_k)}{2 \cdot t_v}\right) \cdot dt \\ &= -M_{Mot v \max} \cdot i \cdot \omega_{Last \max} \cdot \eta_{Mot} \cdot \eta_{WR} \cdot \frac{t_v}{\pi} = -33,14 \cdot 15,57 \cdot 20,1772 \cdot 0,89 \cdot 0,98 \cdot \frac{0,07}{\pi} = -202,3 \text{ Ws} \end{aligned}$$

Für den Bremswiderstand muß gelten:

$$P_{br W \max} = 5898 \text{ W} \leq 1,5 \cdot P_{20}$$

$$\frac{W_{br}}{T} = \frac{202,3}{0,07 + 0,07 + 0,07 + 0,8} = 200,3 \text{ W} \leq \frac{P_{20}}{4,5} \quad (\text{ext. Bremswiderstand})$$

Erforderlich ist daher bei Auswahl eines Umrichters der Bauform Kompakt Plus ein externer Bremswiderstand 5 kW (6SE7018-0ES87-2DC0). Der Chopper ist im Umrichter eingebaut.

Auswahl des Umrichters

Der Umrichter wird nach dem Spitzenwert und dem Effektivwert des Motorstromes ausgewählt. Zur genauen Stromberechnung siehe Beispiel 3.13.

Für den Spitzenstrom erhält man 27,1 A. Der Effektivwert ergibt sich zu 6,86 A. In diesem Fall kann die 3fache Überlastfähigkeit bei Bauform Kompakt Plus ausgenutzt werden, da die Überlastzeit kleiner 250 ms ist, nach der Überlastung der Strom wieder unter den 0,91fachen Wert des Bemessungsstromes zurückgeht und die Erholungszeit größer als 750 ms ist. Bei näherungsweise Berechnung der Motorströme ergibt sich:

$$I_{Mot\ max} \approx \frac{M_{Mot\ max}}{kT_0} = \frac{35,37}{1,33} = 26,6\ A$$

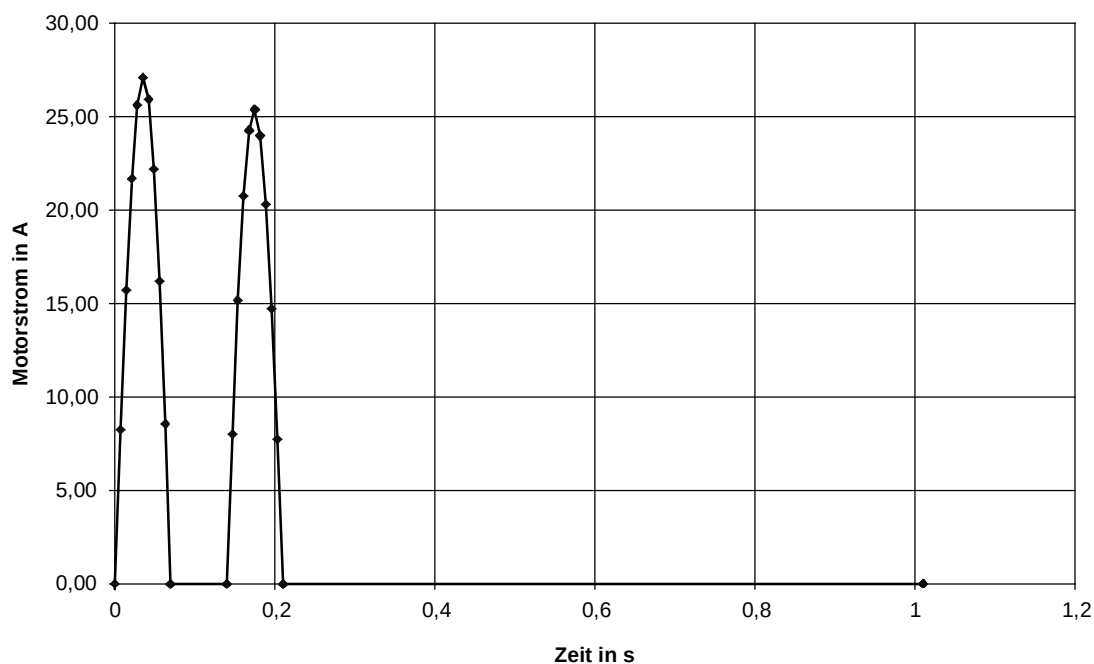
$$I_{eff} \approx \frac{M_{eff}}{kT_0} = \frac{9,02}{1,33} = 6,78\ A$$

Gewählter Umrichter SIMOVERT MASTERDRIVES MOTION CONTROL:

6SE7021-0EP50 (Bauform Kompakt Plus)

$P_{WR\ n}=4\ kW$; $I_{U\ n}=10\ A$; $I_{U\ max}=30\ A$ (3fache Überlastfähigkeit)

Ohne Ausnutzung der 3fachen Überlastfähigkeit käme ein 7,5 kW Umrichter infrage mit $I_{U\ max}=32,8\ A$ (1,6fache Überlastfähigkeit).



4 Hinweise für bestimmte Anwendungen

4.1 Anlaufzeit bei quadratischem Lastmoment

4.1.1 Allgemeines

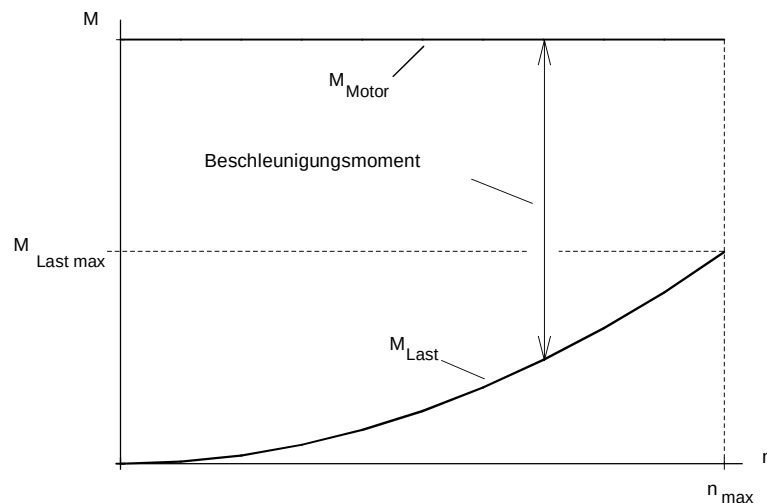
Falls bei Strömungsmaschinenantrieben das Lastmoment in der Form

$$M_{\text{Last}} = M_{\text{Last max}} \cdot \left(\frac{n}{n_{\text{max}}}\right)^2$$

gegeben ist, kann bei konstantem Motormoment (z. B. Beschleunigen an der Stromgrenze im Konstantflußbereich) die Anlaufzeit über die folgende Formel berechnet werden:

$$t_a = \frac{\pi \cdot n_{\text{max}} \cdot J}{60 \cdot \sqrt{M_{\text{Motor}} \cdot M_{\text{Last max}}}} \cdot \ln \frac{\sqrt{\frac{M_{\text{Motor}}}{M_{\text{Last max}}} + 1}}{\sqrt{\frac{M_{\text{Motor}}}{M_{\text{Last max}}} - 1}} \quad \text{Anlaufzeit von 0 auf } n_{\text{max}} \quad [\text{s}]$$

J in kgm^2 (Trägheitsmoment von Motor, Last und Kupplung), M in Nm , n in min^{-1}



Beispiel für Motor- und Lastmoment beim Anlauf

Die Differenz zwischen Motor- und Lastmoment wirkt als Beschleunigungsmoment. Nach dem Hochlauf auf $n_{\max}$ stellt sich das Motormoment gleich dem Lastmoment ein. Der Hochlauf erfolgt um so schneller, je größer das Verhältnis $M_{\text{Motor}} / M_{\text{Last max}}$ und je kleiner das Gesamtträgheitsmoment ist.

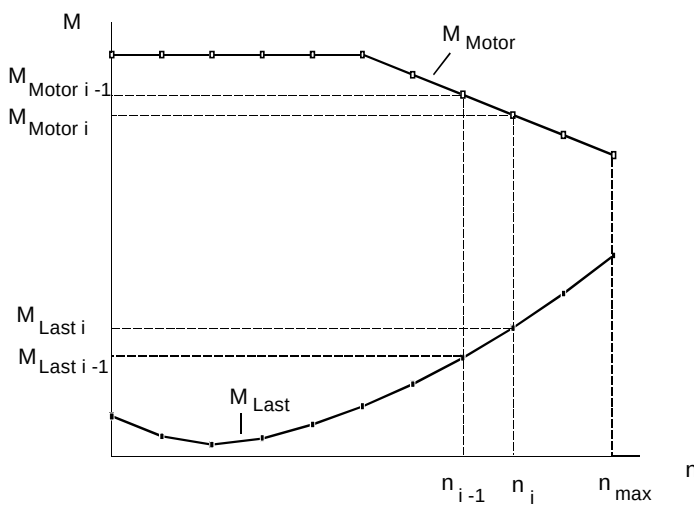
Ist das Lastmoment nicht quadratisch oder ist das Motormoment beim Beschleunigen nicht konstant, so muß die Anlaufzeit numerisch berechnet werden über die Gleichung:

$$t_a = \frac{J \cdot \pi}{30} \cdot \int_0^{n_{\max}} \frac{dn}{M_{\text{motor}}(n) - M_{\text{Last}}(n)}$$

Durch Unterteilung der Funktion in m Abschnitte erhält man folgende Näherungsformel:

$$t_a \approx \frac{J \cdot \pi}{30} \cdot \sum_{i=1}^{i=m} \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{1}{M_{\text{Motor } i-1} - M_{\text{Last } i-1}} + \frac{1}{M_{\text{Motor } i} - M_{\text{Last } i}} \right) \cdot (n_i - n_{i-1})$$

Zur Auswertung dieser Näherungsformel muß M_{Motor} und M_{Last} in Tabellenform gegeben sein.

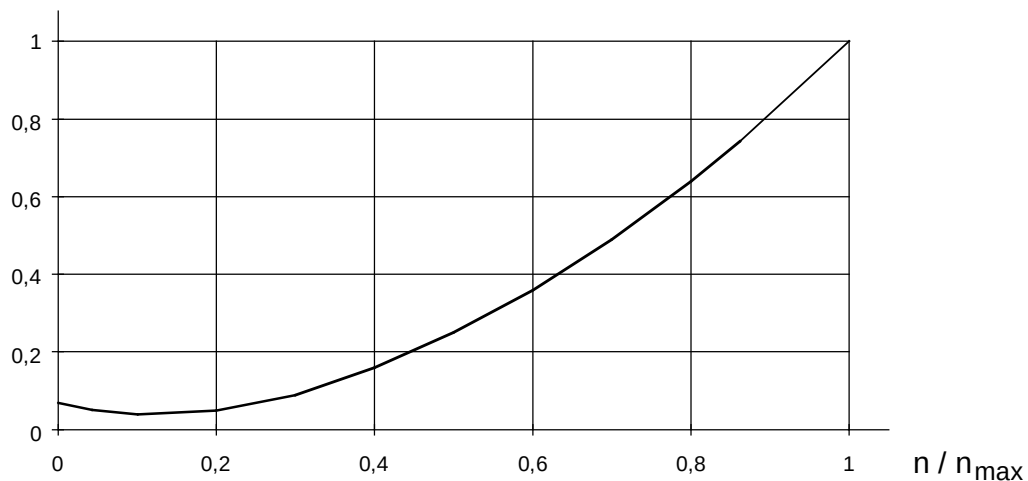


Beispiel für Motormoment- und Lastmomentkurven mit Unterteilung

4.1.2 Anlaufzeit für einen Lüfterantrieb

Ein Lüfter soll auf $n_{\max}=4450 \text{ min}^{-1}$ hochlaufen. Es wird ein Getriebe mit $i = 1/3$ verwendet. Der Leistungsbedarf bei $n_{\max}$ beträgt 67 kW. Gegeben ist die Lastmomentkennlinie und das Trägheitsmoment des Lüfters.

$M_{\text{Last}} / M_{\text{Last max}}$



Lastmomentkennlinie des Lüfters

Das maximale Lastmoment beträgt:

$$M_{\text{Last max}} = \frac{P_{\max} \cdot 9550}{n_{\max}} = \frac{67 \cdot 9550}{4450} = 143,8 \text{ Nm}$$

Damit ergibt sich näherungsweise die Lastmomentkennlinie zu:

$$M_{\text{Last}} \approx 143,8 \text{ Nm} \cdot \left(\frac{n}{4450}\right)^2$$

Trägheitsmoment des Lüfters:

$$J_{\text{Lüfter}} = 25 \text{ kgm}^2$$

Gewählt wird ein 75 kW-Motor, 4polig (1LA6 280-4AA..).

$$M_n = 484 \text{ Nm}, n_n = 1480 \text{ min}^{-1}, I_{\text{Motor } n} = 134 \text{ A}, J_{\text{Motor}} = 1,4 \text{ kgm}^2$$

Gesamtträgheitsmoment bezogen auf die Motorwelle:

$$J^* = \frac{J_{\text{Lüfter}}}{i^2} + J_{\text{Motor}}$$

$$= 3^2 \cdot 25 + 1,4 = 225 + 1,4 = 226,4 \text{ kgm}^2$$

Die Lastmomentkennlinie bezogen auf die Motorwelle wird näherungsweise dargestellt durch:

$$M_{\text{Last}}^* \approx \frac{M_{\text{Last max}}}{i \cdot \eta_G} \cdot \left(\frac{n_{\text{Motor}}}{i \cdot 4450} \right)^2$$

Bei Annahme des Getriebewirkungsgrades η_G zu 1 erhält man:

$$M_{\text{Last}}^* \approx 3 \cdot 143,8 \text{ Nm} \cdot \left(\frac{n_{\text{Motor}}}{4450/3} \right)^2 = 431,4 \text{ Nm} \cdot \left(\frac{n_{\text{Motor}}}{1483} \right)^2$$

Eingesetzt werden soll der Umrichter:

6SE7031-8EF60

$P_{U n} = 90 \text{ kW}$; $I_{U n} = I_{U \text{ Dauer}} = 186 \text{ A}$

Regelungsart f-Regelung

Der Motor soll mit einem Strom entsprechend dem Dauerstrom des Umrichters beschleunigen. Für das damit mögliche Motormoment ergibt sich näherungsweise:

$$M_{\text{max}} \approx M_n \cdot \sqrt{\frac{I_{\text{Motor max}}^2 - I_{\mu n}^2}{I_{\text{Motor n}}^2 - I_{\mu n}^2}}$$

Mit $I_{\text{Motor n}} = 134 \text{ A}$, $I_{\text{Motor max}} = I_{U \text{ Dauer}} = 186 \text{ A}$ und $I_{\mu n} = 0,35 \cdot I_{\text{Motor n}}$ ergibt sich:

$$M_{\text{max}} \approx 484 \cdot \sqrt{\frac{186^2 - 0,35^2 \cdot 134^2}{134^2 - 0,35^2 \cdot 134^2}} = 694 \text{ Nm}$$

Für die Anlaufzeit auf $n_{\text{max}} = 4450 \text{ min}^{-1}$ bzw. auf $n_{\text{Motor max}} = 1483 \text{ min}^{-1}$ erhält man:

$$t_a = \frac{\pi \cdot n_{\text{Motor max}} \cdot J^*}{60 \cdot \sqrt{M_{\text{Motor}} \cdot M_{\text{Last max}}^*}} \cdot \ln \frac{\sqrt{\frac{M_{\text{Motor}}}{M_{\text{Last max}}^*}} + 1}{\sqrt{\frac{M_{\text{Motor}}}{M_{\text{Last max}}^*}} - 1}$$

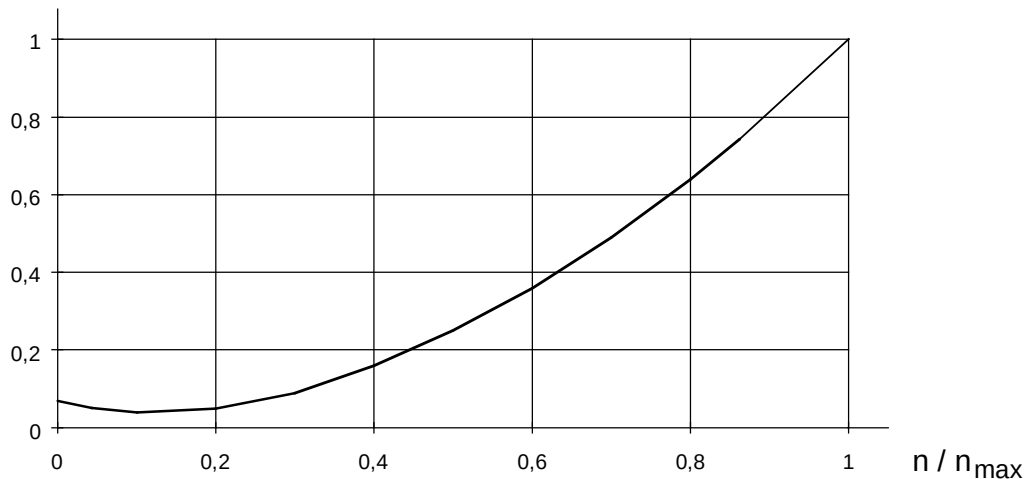
$$t_a = \frac{\pi \cdot 1483 \cdot 226,4}{60 \cdot \sqrt{694 \cdot 431,4}} \cdot \ln \frac{\sqrt{\frac{694}{431,4}} + 1}{\sqrt{\frac{694}{431,4}} - 1} = 68,6 \text{ s}$$

Da die Anlaufzeit größer als 60 s ist, kann nicht der Umrichtermaximalstrom zum Beschleunigen verwendet werden.

4.1.3 Anlaufzeit für einen Gebläseantrieb (mit Feldschwächbereich)

Ein Gebläse soll möglichst schnell im Umrichterbetrieb auf $n_{\max}=3445 \text{ min}^{-1}$ hochlaufen. Gegeben ist die Lastmomentkennlinie und das Trägheitsmoment des Gebläses und der Kupplung.

$M_{\text{Last}} / M_{\text{Last max}}$



Lastmomentkennlinie des Gebläses mit $M_{\text{Last max}}=116,7 \text{ Nm}$ und $n_{\max}=3445 \text{ min}^{-1}$

Die Lastmomentkennlinie wird näherungsweise dargestellt durch:

$$M_{\text{Last}} \approx 116,7 \text{ Nm} \cdot \left(\frac{n}{3445}\right)^2$$

Trägheitsmoment von Gebläse und Kupplung:

$$J_{\text{Gebläse}} + J_{\text{Kupplung}} = 9,275 \text{ kgm}^2 + 0,1 \text{ kgm}^2 = 9,375 \text{ kgm}^2$$

Gewählt wird ein 90 kW-Motor, 2polig (1LA6 283-2AC..).

$$M_n=289 \text{ Nm}, n_n=2970 \text{ min}^{-1}, I_{\text{Motor } n}=152 \text{ A}, J_{\text{Motor}}=0,92 \text{ kgm}^2$$

Gesamtträgheitsmoment:

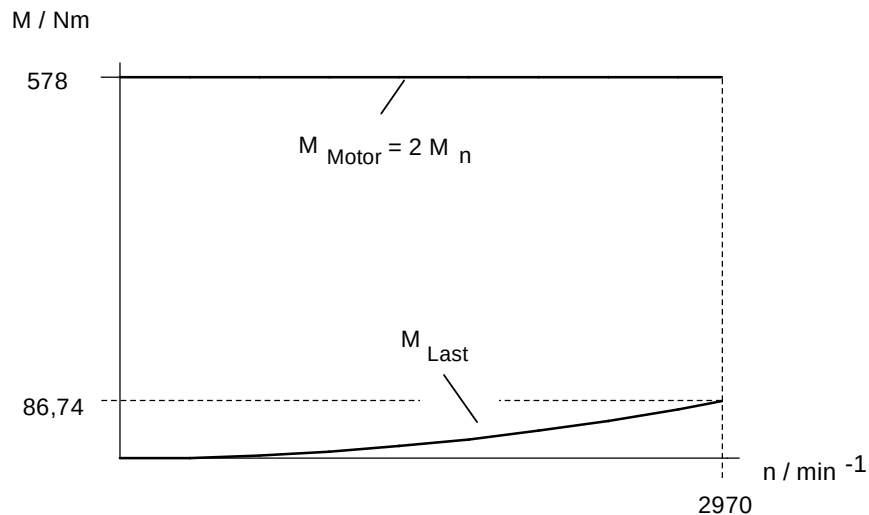
$$\begin{aligned} J &= J_{\text{Gebläse}} + J_{\text{Kupplung}} + J_{\text{Motor}} \\ &= 9,375 \text{ kgm}^2 + 0,92 \text{ kgm}^2 = 10,295 \text{ kgm}^2 \end{aligned}$$

Der Motor soll im Konstantflußbereich bis $n_n=2970 \text{ min}^{-1}$ mit doppeltem Nennmoment an der Stromgrenze beschleunigen und im Feldschwächbereich von $n_n=2970 \text{ min}^{-1}$ bis $n_{\max}=3445 \text{ min}^{-1}$ mit einem der Stromgrenze entsprechenden Moment. Zur Berechnung wird der Anlauf in zwei Teilbereiche zerlegt.

Bereich 1 (Konstantflußbereich)

Bei Nenndrehzahl des Motors beträgt das Lastmoment:

$$M_{\text{Last } 2970} = 116,7 \cdot \left(\frac{2970}{3445}\right)^2 = 86,74 \text{ Nm}$$



Verhältnisse im Konstantflußbereich

Im Konstantflußbereich läßt sich mit $M_{\text{Motor}}=2 M_n$ die Anlaufzeit auf $n_n=2970 \text{ min}^{-1}$ berechnen zu:

$$t_{a1} = \frac{\pi \cdot 2970 \cdot J}{60 \cdot \sqrt{2 \cdot M_n \cdot M_{\text{Last } 2970}}} \cdot \ln \frac{\sqrt{\frac{2 \cdot M_n}{M_{\text{Last } 2970}} + 1}}{\sqrt{\frac{2 \cdot M_n}{M_{\text{Last } 2970}} - 1}}$$

$$t_{a1} = \frac{\pi \cdot 2970 \cdot 10,295}{60 \cdot \sqrt{2 \cdot 289 \cdot 86,74}} \cdot \ln \frac{\sqrt{\frac{2 \cdot 289}{86,74}} + 1}{\sqrt{\frac{2 \cdot 289}{86,74}} - 1} = 5,84 \text{ s}$$

Bereich 2 (Feldschwächbereich)

Bei konstantem Motorstrom I_{Motor} gilt für das Verhältnis der Motormomente näherungsweise:

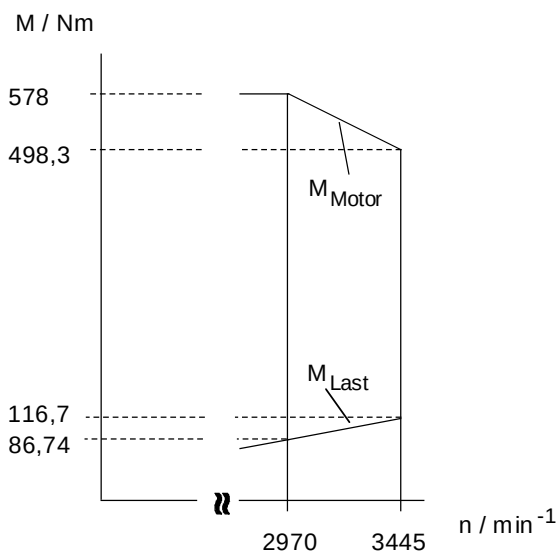
$$\frac{M_{Feld}}{M_{\phi=konst}} \approx \frac{f_n}{f} \sqrt{\frac{I_{Motor}^2 - I_{\mu n}^2 \cdot \left(\frac{f_n}{f}\right)^2}{I_{Motor}^2 - I_{\mu n}^2}} \quad \text{für } f \geq f_n$$

Da hier für den Anlauf $I_{Motor}^2 \gg I_{\mu n}^2$ ist, vereinfacht sich der Ausdruck zu:

$$\frac{M_{Feld}}{M_{\phi=konst}} \approx \frac{f_n}{f} \approx \frac{n_n}{n} \quad \text{für } f \geq f_n \text{ (bzw. } n \geq n_n)$$

Damit ergibt sich für das Motormoment bei $n_{max}=3445 \text{ min}^{-1}$:

$$M_{3445} \approx M_{2970} \cdot \frac{n_n}{n_{max}} = 2 \cdot M_n \cdot \frac{n_n}{n_{max}} = 2 \cdot 289 \cdot \frac{2970}{3445} = 498,3 \text{ Nm}$$



Verhältnisse im Feldschwächbereich

Die Anlaufzeit im Feldschwäcbereich lässt sich nun in einem Schritt berechnen zu:

$$t_{a2} = \frac{J \cdot \pi}{30} \cdot \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{1}{M_{Motor\ 2970} - M_{Last\ 2970}} + \frac{1}{M_{Motor\ 3445} - M_{Last\ 3445}} \right) \cdot (3445 - 2970)$$

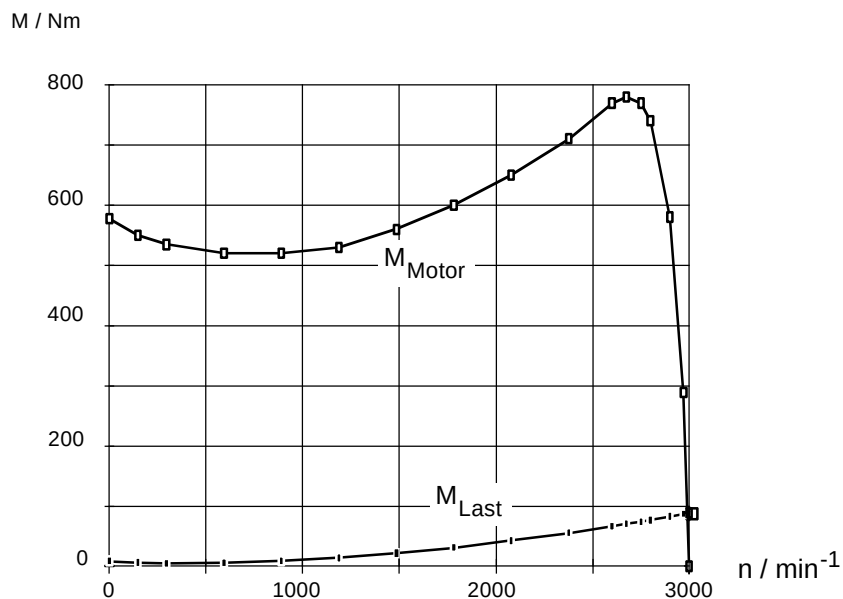
$$= \frac{10,295 \cdot \pi}{30} \cdot \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{1}{578 - 86,74} + \frac{1}{498,3 - 116,7} \right) \cdot 475 = 1,19\ s$$

Gesamtanlaufzeit:

$$t_a = t_{a1} + t_{a2} = 5,84 + 1,19 = 7,03\ s$$

Vergleich der Anlaufzeit bei Netzanlauf

Zum Vergleich soll noch die Anlaufzeit auf $n_n=2970\ \text{min}^{-1}$ am 50 Hz Netz ermittelt werden. Für den 90 kW-Motor mit Läuferklasse 10, $M_A/M_n=2$ und $M_{kipp}/M_n=2,7$ wird die folgende Drehmomentenkennlinie zugrunde gelegt. Es erfolgte eine Unterteilung in 15 Abschnitte.



Motor- und Lastmoment beim Anlauf

i	n	M _{Last}	M _{Motor}	t _a
0	0	8,17	578	0
1	148	6	550	0,287
2	297	4,67	535	0,586
3	594	5,5	520	1,2
4	891	9	520	1,82
5	1188	13,9	530	2,45
6	1485	21,7	560	3,05
7	1782	31,2	600	3,63
8	2079	42,5	650	4,18
9	2376	55,5	710	4,69
10	2600	66,5	770	5,04
11	2673	70,3	780	5,15
12	2750	74,4	770	5,27
13	2800	77,1	740	5,35
14	2900	82,7	580	5,54
15	2970	86,7	289	5,8

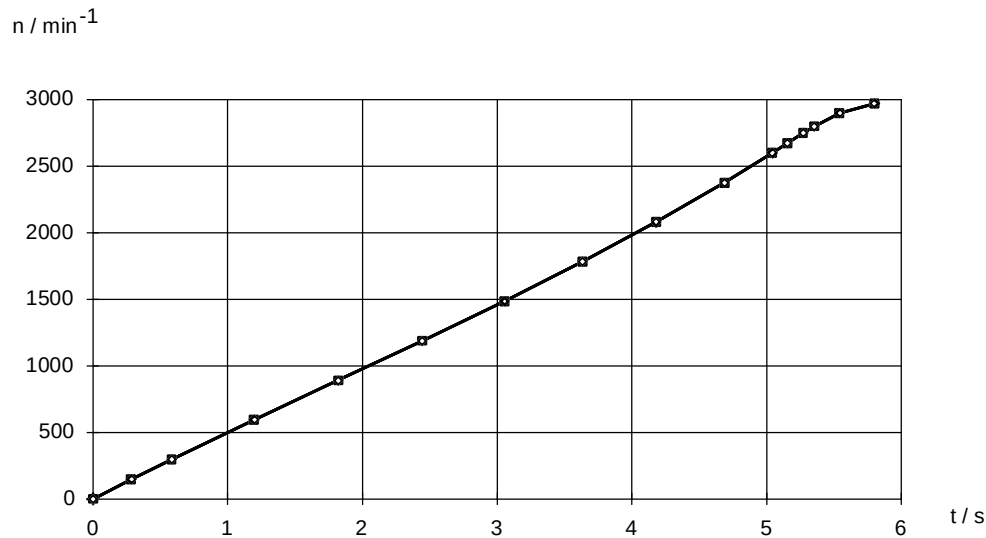
Tabelle für die numerische Berechnung der Anlaufzeit

Die Anlaufzeit in der letzten Spalte der Tabelle wird mit den Eingabewerten für n, M_{Last} und M_{Motor} ermittelt durch Aufsummieren gemäß der Näherungsformel:

$$t_a = \frac{J \cdot \pi}{30} \cdot \sum_{i=1}^{i=15} \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{1}{M_{Motor\ i-1} - M_{Last\ i-1}} + \frac{1}{M_{Motor\ i} - M_{Last\ i}} \right) \cdot (n_i - n_{i-1})$$

$$= 5,8\ s$$

Die Auswertung der Näherungsformel geschieht sinnvollerweise z. B. über ein Tabellenkalkulationsprogramm (Excel). Die Anlaufzeit am Netz ist zwar etwas kürzer, es wird aber nicht die maximale Drehzahl von 3445 min⁻¹ erreicht.



Drehzahlverlauf bei Netzanlauf auf $n_n=2970 \text{ min}^{-1}$

Auswahl des Umrichters

Der Umrichter muß in der Lage sein, für die Beschleunigung des 90 kW-Motors mit doppeltem Nennmoment den notwendigen Motorstrom zu liefern. Für den Motorstrom in Abhängigkeit vom Motormoment gilt näherungsweise:

$$I_{Motor} \approx \sqrt{\left(\frac{M}{M_n}\right)^2 \cdot (I_{Motor\ n}^2 - I_{\mu\ n}^2) + I_{\mu\ n}^2}$$

Mit $I_{Motor\ n} = 152 \text{ A}$ und $I_{\mu\ n} = 0,25 \cdot I_{Motor\ n}$ für den 2poligen 90 kW-Motor ergibt sich:

$$I_{Motor} \approx \sqrt{2^2 \cdot (152^2 - 0,25^2 \cdot 152^2) + 0,25^2 \cdot 152^2} = 296,8 \text{ A}$$

Gewählter Umrichter:

6SE7032-6EG60

$P_{U\ n}=132 \text{ kW}$; $I_{U\ n}=260 \text{ A}$; $I_{U\ max}=355 \text{ A}$

Regelungsart f-Regelung

4.1.4 Wiederhochlaufzeit für einen Lüfterantrieb nach einem kurzen Netzausfall

Ein Lüfterantrieb soll nach einem kurzen Netzausfall wieder auf die vorherige Drehzahl hochlaufen. Die Dauer des Netzausfalls beträgt maximal 2 s. Wegen der relativ großen Schwungmasse des Antriebs wird die kinetische Pufferung zur Überbrückung des Netzausfalls eingesetzt. Damit vermeidet man die bei Einsatz der Fangschaltung entstehenden Totzeiten wie die Entregungszeit/Erregungszeit für den Motor, die Zeit zum Aufbau der Stromversorgung und Initialisierung des μ P-Systems sowie die Suchzeit (die Suchzeit entfällt bei Einsatz eines Tachos).

Daten des Antriebs

Motornennleistung	$P_{\text{Motor n}} = 75 \text{ kW}$
Motornennstrom (bei 500 V)	$I_{\text{Motor n}} = 102,4 \text{ A}$
Motornennmoment	$M_{\text{Motor n}} = 241 \text{ Nm}$
Maximaldrehzahl des Lüfters	$n_{\text{max}} = 2970 \text{ min}^{-1}$
Leistungsbedarf bei n_{max}	$P_{\text{max}} = 44,9 \text{ kW}$
Trägheitsmoment des Lüfters	$J_{\text{Lüfter}} = 4,75 \text{ kgm}^2$
Trägheitsmoment des Motors	$J_{\text{Motor}} = 0,79 \text{ kgm}^2$

Das maximale Lastmoment beträgt:

$$M_{\text{Last max}} = \frac{P_{\text{max}} \cdot 9550}{n_{\text{max}}} = \frac{44,9 \cdot 9550}{2970} = 144,4 \text{ Nm}$$

Damit ergibt sich näherungsweise die Lastmomentkennlinie zu:

$$M_{\text{Last}} \approx 144,4 \text{ Nm} \cdot \left(\frac{n}{2970}\right)^2$$

Gesamtträgheitsmoment:

$$J_{\text{ges}} = J_{\text{Lüfter}} + J_{\text{Motor}} = 4,75 + 0,79 = 5,54 \text{ kgm}^2$$

Zunächst muß die Drehzahl des Motors zum Zeitpunkt der Netzwiederkehr bestimmt werden. Angenommen wird der ungünstigste Fall mit maximal 2 s Netzausfalldauer und maximaler Drehzahl bei Netzausfall. Der Drehzahleinbruch ist bei maximaler Drehzahl am größten, da hier auch das größte Lastmoment wirkt.

Während der Dauer des Netzausfalls arbeitet die kinetische Pufferung. Die Motordrehzahl wird dabei zusätzlich zur Wirkung des Lastmoments noch weiter abgesenkt, um die Verluste im Motor, im Wechselrichter und in der Stromversorgung zu decken. Das zusätzliche Bremsmoment auf-

grund der Verluste kann hier vernachlässigt werden, da wegen der relativ großen Trägheitsmomente der Drehzahlabfall während des Netzausfalls gering ist und in der Nähe von $n_{\max}$ der Anteil des Lastmoments weit überwiegt.

Mit dieser Vernachlässigung erhält man in der Nähe von $n_{\max}$ für den Verlauf der Drehzahl während des Netzausfalls, ausgehend von $n_{\max}$, die folgende Beziehung:

$$n_{\min} \approx \frac{1}{\frac{1}{n_{\max}} + \frac{30 \cdot M_{\text{Last max}}}{J_{\text{ges}} \cdot \pi \cdot n_{\max}^2} \cdot t_A}$$

für $t_A=2$ s (Netzausfallzeit) ergibt sich

$$n_{\min} \approx \frac{1}{\frac{1}{2970} + \frac{30 \cdot 144,4}{5,54 \cdot \pi \cdot 2970^2} \cdot 2} = 2544 \text{ min}^{-1}$$

Eingesetzt werden soll der Umrichter:

6SE7031-3FG60

$P_{U n}=90$ kW; $I_{U n}=128$ A; $I_{U \max}=174$ A

Regelungsart f-Regelung

Der Motor soll mit einem Strom entsprechend dem Maximalstrom des Umrichters beschleunigen. Für das damit mögliche Motormoment ergibt sich näherungsweise:

$$M_{\max} \approx M_n \cdot \sqrt{\frac{I_{\text{Motor max}}^2 - I_{\mu n}^2}{I_{\text{Motor n}}^2 - I_{\mu n}^2}}$$

Mit $I_{\text{Motor n}} = 102,4$ A, $I_{\text{Motor max}} = I_{U \max} = 174$ A und $I_{\mu n} = 0,28 \cdot I_{\text{Motor n}}$ ergibt sich:

$$M_{\max} \approx 241 \cdot \sqrt{\frac{174^2 - 0,28^2 \cdot 102,4^2}{102,4^2 - 0,28^2 \cdot 102,4^2}} = 420,7 \text{ Nm}$$

Der Motor kann also beim Wiederhochlauf auf $n_{\max}$ $420,7/241=1,75$ faches Nennmoment entwickeln.

Für die Wiederhochlaufzeit von $n_{\min}=2544 \text{ min}^{-1}$ auf $n_{\max}=2970 \text{ min}^{-1}$ erhält man:

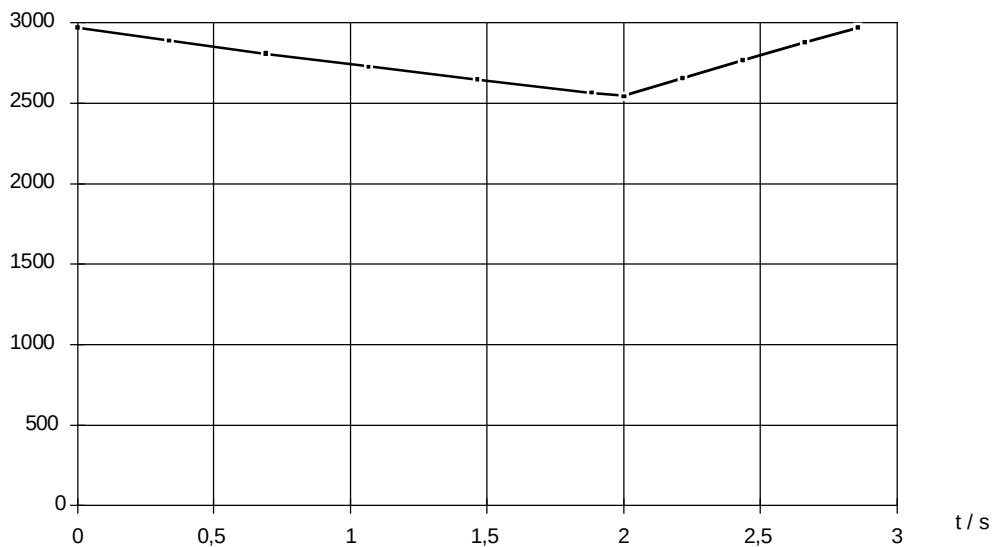
$$t_H = \frac{\pi \cdot n_{\max} \cdot J_{\text{ges}}}{60 \cdot \sqrt{M_{\text{Motor}} \cdot M_{\text{Last max}}}} \cdot \left(\ln \frac{\sqrt{\frac{M_{\text{Motor}}}{M_{\text{Last max}}} + 1}}{\sqrt{\frac{M_{\text{Motor}}}{M_{\text{Last max}}} - 1}} - \ln \frac{\sqrt{\frac{M_{\text{Motor}}}{M_{\text{Last max}}} + \frac{n_{\min}}{n_{\max}}}}{\sqrt{\frac{M_{\text{Motor}}}{M_{\text{Last max}}} - \frac{n_{\min}}{n_{\max}}}} \right)$$

$$= \frac{\pi \cdot 2970 \cdot 5,54}{60 \cdot \sqrt{420,7 \cdot 144,4}} \cdot \left(\ln \frac{\sqrt{\frac{420,7}{144,4} + 1}}{\sqrt{\frac{420,7}{144,4} - 1}} - \ln \frac{\sqrt{\frac{420,7}{144,4} + \frac{2544}{2970}}}{\sqrt{\frac{420,7}{144,4} - \frac{2544}{2970}}} \right) = 0,84 \text{ s}$$

Damit ergibt sich für die Gesamtzeit von Beginn des Netzausfalls bis zum Wiedererreichen von $n_{\max}$:

$$t_{\text{ges}} = t_A + t_H = 2 + 0,84 = 2,84 \text{ s}$$

n / min^{-1}



Drehzahlverlauf für Netzausfall (0 bis 2 s) und Wiederanlauf (2 bis 2,84 s)

Berücksichtigung der Verluste während der kinetischen Pufferung

Bei kleineren Drehzahlen kann das Bremsmoment aufgrund der Verluste gegenüber dem Lastmoment nicht mehr vernachlässigt werden. Es soll daher der Drehzahlverlauf über eine Abschätzung der Verluste während der kinetischen Pufferung ermittelt werden.

Verluste des Motors im Nennpunkt:

$$P_{V \text{ Motor } n} = \frac{P_{\text{Motor } n}}{\eta_{\text{Motor}}} - P_{\text{Motor } n} = \frac{75}{0,944} - 75 = 4,45 \text{ kW}$$

Unter der Annahme, daß sich der Motor während der kinetischen Pufferung im Leerlauf befindet und daß die Verluste dann konstant und ca. halb so groß wie im Nennpunkt sind, ergibt sich:

$$P_{V \text{ Leerlauf}} \approx \frac{P_{V \text{ Motor } n}}{2} = \frac{4,45}{2} = 2,23 \text{ kW}$$

Vernachlässigt man die Verluste im Wechselrichter und in der Stromversorgung, erhält man für das zusätzliche Bremsmoment:

$$\begin{aligned} M_{\text{Brems}} &\approx \frac{P_{V \text{ Leerlauf}} \cdot 9550}{n} = \frac{P_{V \text{ Leerlauf}} \cdot 9550}{n_{\text{max}}} \cdot \frac{n_{\text{max}}}{n} = M_{\text{Brems } n_{\text{max}}} \cdot \frac{n_{\text{max}}}{n} \\ &\approx \frac{2,23 \cdot 9550}{2970} \cdot \frac{n_{\text{max}}}{n} = 7,2 \text{ Nm} \cdot \frac{n_{\text{max}}}{n} \end{aligned}$$

Das Bremsmoment wird zu kleinen Drehzahlen hin größer.

Mit diesem Ansatz für M_{Brems} erhält man für den Verlauf der Drehzahl während des Netzausfalls, ausgehend von n_{soll} , die folgende Beziehung:

$$\begin{aligned} t \approx c \cdot & \left(\frac{1}{6} \cdot \ln \left(\frac{|a^2 - a \cdot n_{\text{soll}} + n_{\text{soll}}^2|}{(a + n_{\text{soll}})^2} \right) + \frac{1}{\sqrt{3}} \cdot \arctan \left(\frac{2 \cdot n_{\text{soll}} - a}{a\sqrt{3}} \right) \right. \\ & \left. - \frac{1}{6} \cdot \ln \left(\frac{|a^2 - a \cdot n + n^2|}{(a + n)^2} \right) - \frac{1}{\sqrt{3}} \cdot \arctan \left(\frac{2 \cdot n - a}{a\sqrt{3}} \right) \right) \end{aligned}$$

Mit

$$a = n_{\text{max}} \sqrt[3]{\frac{M_{\text{Brems } n_{\text{max}}}}{M_{\text{Last max}}}} \quad c = \frac{\pi \cdot n_{\text{max}} \cdot J_{\text{ges}}}{30 \cdot \sqrt[3]{M_{\text{Last max}}^2 \cdot M_{\text{Brems } n_{\text{max}}}}}$$

Bei Drehzahlen kleiner als ca. 25 bis 30 % der Maximaldrehzahl kann diese Formel nicht mehr verwendet werden, da dann die Näherung für die Lastmomentkurve zu ungenau wird (Einfluß der Reibung). Da sich die Formel nicht nach n umstellen läßt, muß $n_{\min}$ durch Einsetzen verschiedener Werte für n und anschließende Interpolation gefunden werden.

Beispiel für $n_{\text{soll}}=750 \text{ min}^{-1}$

Mit

$$a = 2970 \sqrt[3]{\frac{7,2}{144,4}} = 1093 \text{ min}^{-1} \quad c = \frac{\pi \cdot 2970 \cdot 5,54}{30 \cdot \sqrt[3]{144,4^2 \cdot 7,2}} = 32,42 \text{ s}$$

und $\Delta n=25 \text{ min}^{-1}$ ergeben sich die in der folgenden Tabelle aufgeführten Werte für t

i	n	t
0	750	0,00
1	725	0,38
2	700	0,76
3	675	1,13
4	650	1,50
5	625	1,86
6	600	2,22

Durch lineare Interpolation der unter- und oberhalb von $t_A=2 \text{ s}$ liegenden Werte (1,86 s und 2,22 s) erhält man für $n_{\min}$:

$$n_{\min} \approx n_6 + \frac{n_5 - n_6}{t_6 - t_5} \cdot (t_6 - t_A) = 600 + \frac{625 - 600}{2,22 - 1,86} \cdot (2,22 - 2) = 615,3 \text{ min}^{-1}$$

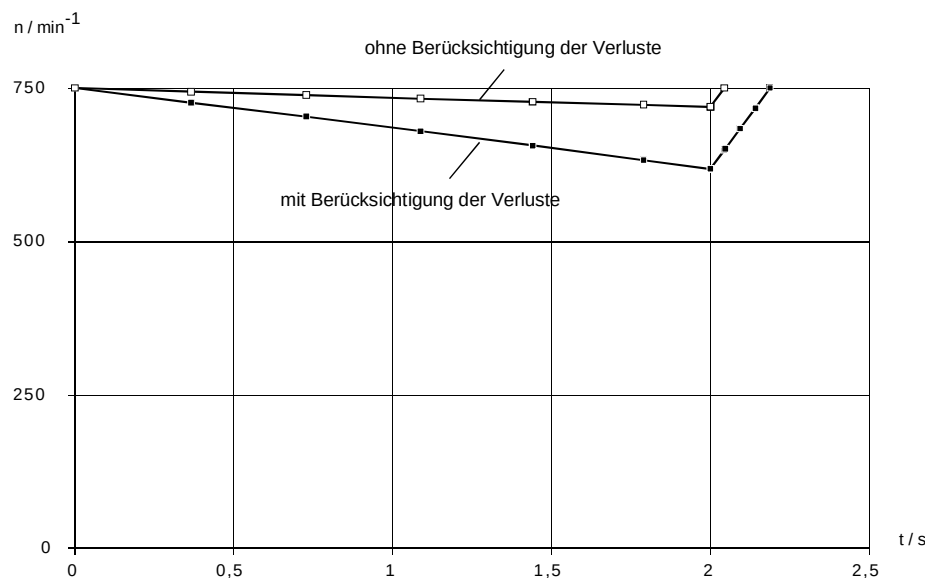
Für die Wiederhochlaufzeit von $n_{\min}=615,3 \text{ min}^{-1}$ auf $n_{\text{soll}}=750 \text{ min}^{-1}$ ergibt sich nun:

$$t_H = \frac{\pi \cdot n_{\max} \cdot J_{\text{ges}}}{60 \cdot \sqrt{M_{\text{Motor}} \cdot M_{\text{Last max}}}} \cdot \left(\ln \sqrt{\frac{\frac{M_{\text{Motor}}}{M_{\text{Last max}}} + \frac{n_{\text{soll}}}{n_{\max}}}{\frac{M_{\text{Motor}}}{M_{\text{Last max}}} - \frac{n_{\text{soll}}}{n_{\max}}}} - \ln \sqrt{\frac{\frac{M_{\text{Motor}}}{M_{\text{Last max}}} + \frac{n_{\min}}{n_{\max}}}{\frac{M_{\text{Motor}}}{M_{\text{Last max}}} - \frac{n_{\min}}{n_{\max}}}} \right)$$

$$t_H = \frac{\pi \cdot 2970 \cdot 5,54}{60 \cdot \sqrt{420,7 \cdot 144,4}} \cdot \left(\ln \frac{\sqrt{\frac{420,7}{144,4} + \frac{750}{2970}}}{\sqrt{\frac{420,7}{144,4} - \frac{750}{2970}}} - \ln \frac{\sqrt{\frac{420,7}{144,4} + \frac{615,3}{2970}}}{\sqrt{\frac{420,7}{144,4} - \frac{615,3}{2970}}} \right) = 0,19 \text{ s}$$

Damit ergibt sich für die Gesamtzeit von Beginn des Netzausfalls bis zum Wiedererreichen von n_{soll} :

$$t_{\text{ges}} = t_A + t_H = 2 + 0,19 = 2,19 \text{ s}$$



Drehzahlverlauf für Netzausfall (0 bis 2 s) und Wiederanlauf (2 bis 2,19 s)
mit Berücksichtigung der Verluste während der kinetischen Pufferung
(zum Vergleich ist auch eine Kurve ohne Berücksichtigung der Verluste eingetragen)

Abschätzung für $n_{\min}$ und t_H

Bei kleinen Netzausfallzeiten und großen Trägheitsmomenten kann für $n_{\min}$ und t_H eine Abschätzung vorgenommen werden.

Verhältnisse beim Auslauf

Mit der Steigung der Drehzahlkurve im Punkt $n=n_{\text{soll}}$

$$\left. \frac{dn}{dt} \right|_{n=n_{\text{soll}}} = - \frac{M_{\text{Last max}} \cdot \left(\frac{n_{\text{soll}}}{n_{\text{max}}} \right)^2 + M_{\text{Brems } n_{\text{max}}} \cdot \frac{n_{\text{max}}}{n_{\text{soll}}}}{\frac{J_{\text{ges}} \cdot \pi}{30}}$$

erhält man für $n_{\min}$:

$$n_{\min} \approx n_{\text{soll}} + t_A \cdot \left. \frac{dn}{dt} \right|_{n=n_{\text{soll}}}$$

Falls n_{soll} in der Nähe von n_{max} liegt, kann die weiter vorn schon benutzte Näherung angewendet werden:

$$n_{\min} \approx \frac{1}{\frac{1}{n_{\text{soll}}} + \frac{30 \cdot M_{\text{Last max}}}{J_{\text{ges}} \cdot \pi \cdot n_{\text{max}}^2} \cdot t_A}$$

Verhältnisse beim Wiederhochlauf

Mit der Steigung der Drehzahlkurve im Punkt $n=n_{\min}$

$$\left. \frac{dn}{dt} \right|_{n=n_{\min}} = \frac{M_{\text{Motor}} - M_{\text{Last max}} \cdot \left(\frac{n_{\min}}{n_{\text{max}}} \right)^2}{\frac{J_{\text{ges}} \cdot \pi}{30}}$$

erhält man für t_H :

$$t_H \approx \frac{n_{\text{soll}} - n_{\min}}{\left. \frac{dn}{dt} \right|_{n=n_{\min}}}$$

Beispiel für $n_{\text{soll}}=750 \text{ min}^{-1}$ und $t_A=2 \text{ s}$ (wie weiter vorn schon berechnet)

$$\left. \frac{dn}{dt} \right|_{n=n_{\text{soll}}} = - \frac{144,4 \cdot \left(\frac{750}{2970} \right)^2 + 7,2 \cdot \frac{2970}{750}}{\frac{5,54 \cdot \pi}{30}} = -65 \text{ min}^{-1} / \text{s}$$

$$n_{\text{min}} \approx 750 + 2 \cdot (-65) = 620 \text{ min}^{-1}$$

$$\left. \frac{dn}{dt} \right|_{n=n_{\text{min}}} = \frac{420,7 - 144,4 \cdot \left(\frac{620}{2970} \right)^2}{\frac{5,54 \cdot \pi}{30}} = 714,3 \text{ min}^{-1} / \text{s}$$

$$t_H \approx \frac{750 - 620}{714,3} = 0,182 \text{ s}$$

Damit ergibt sich für die Gesamtzeit von Beginn des Netzausfalls bis zum Wiedererreichen von n_{soll} :

$$t_{\text{ges}} = t_A + t_H = 2 + 0,182 = 2,182 \text{ s}$$

4.1.5 Ermittlung der minimalen Bremszeit für einen Lüfterantrieb

Ein Lüfterantrieb soll von $n_{\max}=1500 \text{ min}^{-1}$ auf Stillstand mit dem vorhandenen Bremswiderstand abgebremst werden. Die Lastmomentkennlinie wird quadratisch angenommen.

Daten des Antriebs

Motornennleistung (4polig)	$P_{\text{Motor n}} = 250 \text{ kW}$
Motornennstrom	$I_{\text{Motor n}} = 430 \text{ A}$
Motornennmoment	$M_{\text{Motor n}} = 1600 \text{ Nm}$
Maximaldrehzahl des Lüfters	$n_{\max} = 1500 \text{ min}^{-1}$
Leistungsbedarf bei $n_{\max}$	$P_{\max} = 198 \text{ kW}$
Trägheitsmoment des Lüfters	$J_{\text{Lüfter}} = 223 \text{ kgm}^2$
Trägheitsmoment des Motors	$J_{\text{Motor}} = 3,6 \text{ kgm}^2$
Motorwirkungsgrad	$\eta_{\text{Motor}} = 0,962$
Umrichternennleistung	$P_{\text{U n}} = 250 \text{ kW}$
Bremswiderstandsleistung mit ext. Bremswiderstand	$P_{20} = 100 \text{ kW}$
Spitzenbremsleistung	$1,5 P_{20} = 150 \text{ kW}$

Das Lastmoment des Lüfters hilft beim Bremsen und zwar hauptsächlich im Bereich hoher Drehzahlen. Für die Ausnutzung des Bremswiderstandes ist es daher günstiger, mit konstanter Verzögerung zu bremsen und nicht mit konstantem Bremsmoment (Betrieb an der Stromgrenze). Beim Bremsen mit konstantem Bremsmoment würde bei gleicher Bremszeit eine höhere Spitzenbremsleistung auftreten (siehe Vergleich weiter hinten).

Für die Ausnutzung des Bremswiderstandes ist die auftretende Spitzenbremsleistung und die Bremsenergie wichtig. Beide Werte müssen unter den zulässigen Grenzen bleiben.

Bremsen mit konstanter Verzögerung*Berechnung der Spitzenbremsleistung für den Bremswiderstand*

Für das Motormoment beim Bremsen gilt:

$$M_{\text{Motor br}} = M_{\text{Last}} + J \cdot \frac{d\omega}{dt}$$

Dabei ist

$$M_{Last} \approx M_{Last\ max} \cdot \left(\frac{n}{n_{max}}\right)^2$$

$$M_{Last\ max} = \frac{P_{max} \cdot 60}{2\pi \cdot n_{max}} = \frac{198000 \cdot 60}{2\pi \cdot 1500} = 1260,5\ Nm$$

$$\frac{d\omega}{dt} = -\frac{2\pi \cdot n_{max}}{60 \cdot t_{br}} \quad (\text{konstante Verzögerung})$$

Damit erhält man für das Motormoment:

$$M_{Motor\ br} = M_{Last\ max} \cdot \left(\frac{n}{n_{max}}\right)^2 - \frac{J \cdot 2\pi \cdot n_{max}}{60 \cdot t_{br}}$$

bzw. für die Motorleistung:

$$\begin{aligned} P_{Motor\ br} &= M_{Motor\ br} \cdot \frac{2\pi \cdot n}{60} \\ &= \frac{2\pi}{60} \cdot \left(M_{Last\ max} \cdot \left(\frac{n}{n_{max}}\right)^2 - \frac{J \cdot 2\pi \cdot n_{max}}{60 \cdot t_{br}} \right) \cdot n \end{aligned}$$

Das Maximum der Motorleistung beim Bremsen ergibt sich für

$$n = \sqrt{\frac{J \cdot 2\pi \cdot n_{max}^3}{3 \cdot 60 \cdot M_{Last\ max}}} \cdot \frac{1}{\sqrt{t_{br}}}$$

zu

$$P_{Motor\ br\ max} = -\frac{J \cdot \pi^2 \cdot n_{max}^2}{4050} \cdot \sqrt{\frac{J \cdot \pi \cdot n_{max}}{10 \cdot M_{Last\ max}}} \cdot \frac{1}{\sqrt{t_{br}^3}}$$

Bei gegebener Spitzenbremsleistung $P_{br\ W\ max}$ für den Bremswiderstand und mit der Beziehung

$$P_{Motor\ br\ max} = \frac{P_{br\ W\ max}}{\eta_{Motor}}$$

kann dann die minimal zulässige Bremszeit berechnet werden zu:

$$\begin{aligned} t_{br\ min} &= J \cdot \pi \cdot n_{max} \cdot \sqrt[3]{\frac{\pi^2 \cdot n_{max}^2 \cdot \eta_{Motor}^2}{10 \cdot 4050^2 \cdot M_{Last\ max} \cdot P_{br\ W\ max}^2}} \\ &= (223 + 3,6) \cdot \pi \cdot 1500 \cdot \sqrt[3]{\frac{\pi^2 \cdot 1500^2 \cdot 0,962^2}{10 \cdot 4050^2 \cdot 1260,5 \cdot 150000^2}} = 17,52\ s \end{aligned}$$

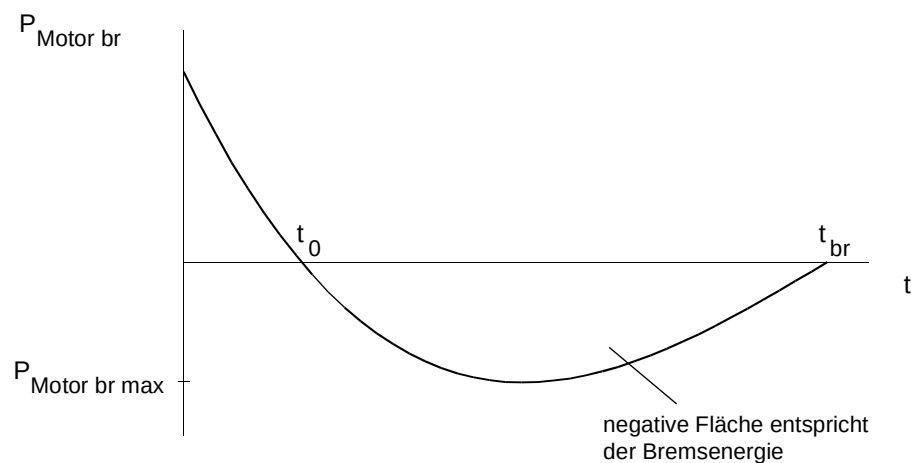
Berechnung der Bremsenergie für den Bremsvorgang

Jetzt muß noch überprüft werden, ob die zulässige Bremsenergie überschritten wird. Bei konstanter Verzögerung erhält man für die Drehzahl:

$$n = n_{\max} \cdot \left(1 - \frac{t}{t_{br}}\right)$$

und damit für die Motorleistung beim Bremsen

$$P_{Motor\ br} = \frac{2\pi}{60} \cdot \left(M_{Last\ max} \cdot n_{\max} \cdot \left(1 - \frac{t}{t_{br}}\right)^3 - \frac{J \cdot 2\pi \cdot n_{\max}^2}{60 \cdot t_{br}} \cdot \left(1 - \frac{t}{t_{br}}\right) \right)$$



Beispiel für die Motorleistung beim Bremsen bei quadratischem Lastmoment

Die Bremsenergie für den Bremswiderstand ergibt sich damit zu:

$$\begin{aligned} W_{br} &= \eta_{Motor} \cdot \int_{t_0}^{t_{br}} P_{Motor\ br} \cdot dt \\ &= \frac{\eta_{Motor} \cdot 2\pi \cdot t_{br}}{60} \cdot \left(\frac{M_{Last\ max} \cdot n_{\max}}{4} \cdot \left(1 - \frac{t_0}{t_{br}}\right)^4 - \frac{J \cdot 2\pi \cdot n_{\max}^2}{2 \cdot 60 \cdot t_{br}} \cdot \left(1 - \frac{t_0}{t_{br}}\right)^2 \right) \end{aligned}$$

Die Zeit t_0 erhält man durch Nullsetzen von $P_{Motor\ br}$ zu:

$$t_0 = \left(1 - \sqrt{\frac{J \cdot 2\pi \cdot n_{\max}}{60 \cdot M_{Last\ max} \cdot t_{br}}}\right) \cdot t_{br}$$

Falls hierbei t_0 negativ herauskommt, ist in die Gleichung für die Bremsenergie für t_0 der Wert Null einzusetzen. In diesem Fall überwiegt schon bei Bremsbeginn das Verzögerungsmoment ge-

genüber dem Lastmoment. Im vorliegenden Fall ergibt sich für t_0 :

$$t_0 = \left(1 - \sqrt{\frac{226,6 \cdot 2\pi \cdot 1500}{60 \cdot 1260,5 \cdot 17,52}}\right) \cdot 17,52 = -4,72 \text{ s}$$

t_0 wird daher für die Berechnung der Bremsenergie zu Null gesetzt. Damit erhält man:

$$W_{br} = \frac{0,962 \cdot 2\pi \cdot 17,52}{60} \cdot \left(\frac{1260,5 \cdot 1500}{4} - \frac{226,6 \cdot 2\pi \cdot 1500^2}{2 \cdot 60 \cdot 17,52}\right) = -1855 \text{ kWs}$$

Die zulässige Bremsenergie für den externen Bremswiderstand beträgt für das 90 s-Intervall:

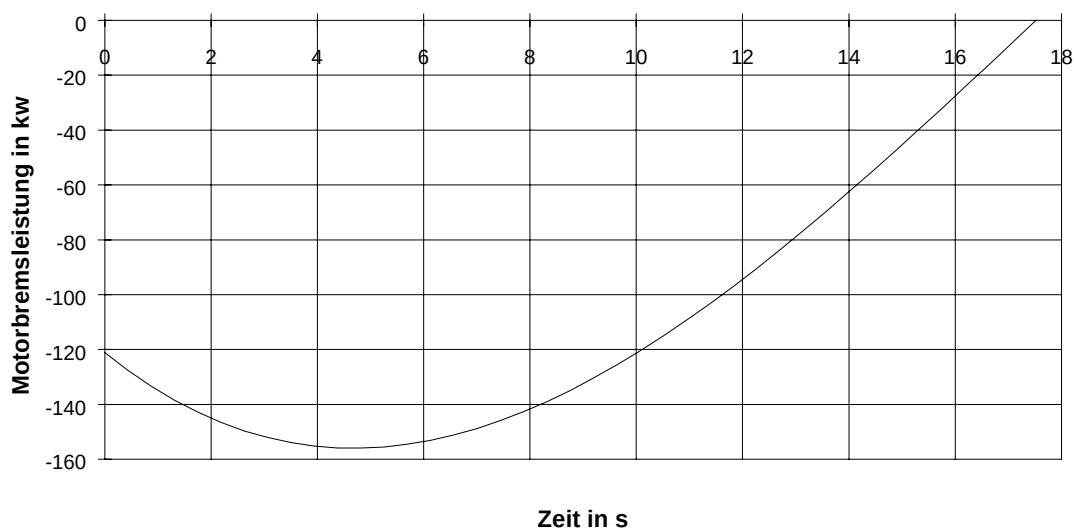
$$W_{br\ zul} = P_{br\ W\ Dauer} \cdot 90 \text{ s} = 25 \cdot 90 = 2250 \text{ kWs}$$

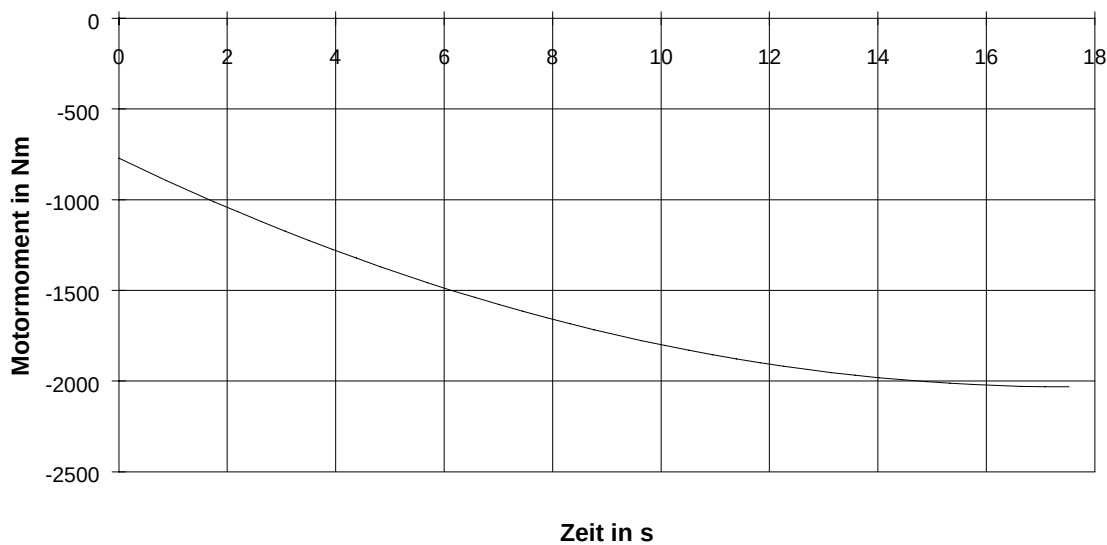
Damit ist die zweite Bedingung auch erfüllt für Intervalle die nicht kleiner sind als

$$T = \frac{W_{br}}{W_{br\ zul}} \cdot 90 \text{ s} = \frac{1855}{2250} \cdot 90 = 74,2 \text{ s}$$

Diagramme für Motorleistung und Motormoment beim Bremsen mit konstanter Verzögerung

Motorbremsleistung für $t_{br}=17,52 \text{ s}$



Motormoment für $t_{br}=17,52$ s

Kontrolle der UmrichterAuslegung

Das maximale Motormoment beim Bremsen tritt hier bei $n=0$ auf und beträgt:

$$M_{Motor\ br\ max} = -\frac{J \cdot 2\pi \cdot n_{max}}{60 \cdot t_{br}} = -\frac{226,6 \cdot 2\pi \cdot 1500}{60 \cdot 17,52} = -2032\ Nm$$

Für das größte beim Bremsen benötigte Motormoment ergibt sich ein Motorstrom von etwa:

$$I_{Motor\ max} \approx \sqrt{\left(\frac{M_{Motor\ max}}{M_{Motor\ n}}\right)^2 \cdot (I_{Motor\ n}^2 - I_{\mu n}^2) + I_{\mu n}^2}$$

Mit $I_{\mu n} = 0,31 \cdot I_{Motor\ n}$ (Annahme) erhält man:

$$I_{Motor\ max} \approx \sqrt{\left(\frac{2032}{1600}\right)^2 \cdot (430^2 - 0,31^2 \cdot 430^2) + 0,31^2 \cdot 430^2} = 536\ A$$

Gewählter Umrichter:

6SE7035-1EK60

$P_{U\ n}=250\ kW$; $I_{U\ n}=510\ A$; $I_{U\ max}=694\ A$

Dieser Umrichter ist für die Bremsung ausreichend bemessen.

Vergleich mit Bremsen bei konstantem Motormoment

Die maximale Bremsleistung ergibt sich hier immer bei $n=n_{\max}$. Über die gegebene Spitzenbremsleistung des Bremswiderstandes erhält man für das benötigte Motormoment:

$$M_{Motor\ br} = -\frac{P_{br\ W\ max} \cdot 60}{2\pi \cdot n_{\max} \cdot \eta_{Motor}} = -\frac{150000 \cdot 60}{2\pi \cdot 1500 \cdot 0,962} = -993\ Nm$$

Damit berechnet sich die minimale Bremszeit zu:

$$\begin{aligned} t_{br\ min} &= \frac{J \cdot 2\pi \cdot n_{\max}}{60 \cdot \sqrt{M_{Last\ max} \cdot M_{Motor\ br}}} \cdot \arctan \sqrt{\frac{M_{Last\ max}}{M_{Motor\ br}}} \\ &= \frac{226,6 \cdot 2\pi \cdot 1500}{60 \cdot \sqrt{1260,5 \cdot 993}} \cdot \arctan \sqrt{\frac{1260,5}{993}} = 26,9\ s \end{aligned}$$

Bei gleichen Verhältnissen bezüglich der Spitzenbremsleistung ergibt sich also beim Bremsen mit konstantem Motormoment eine längere Bremszeit. Für die Motorleistung während des Bremsvorganges erhält man:

$$P_{Motor\ br} = M_{Motor\ br} \cdot \frac{2\pi \cdot n}{60}$$

mit

$$n = \frac{n_{\max}}{\sqrt{\frac{M_{Last\ max}}{M_{Motor\ br}}}} \cdot \tan\left(\arctan\left(\sqrt{\frac{M_{Last\ max}}{M_{Motor\ br}}}\right) - \frac{60 \cdot \sqrt{M_{Last\ max} \cdot M_{Motor\ br}}}{J \cdot 2\pi \cdot n_{\max}} \cdot t\right)$$

Die Bremsenergie kann hier nur numerisch berechnet werden. Bei Unterteilung in m Abschnitte kann z. B. folgende Näherungsformel verwendet werden:

$$W_{br} \approx \eta_{Motor} \cdot \sum_{i=1}^{i=m} \frac{P_{Motor\ br\ i} + P_{Motor\ br\ i+1}}{2} \cdot (t_{i+1} - t_i)$$

Bei Unterteilung in 10 Abschnitte erhält man:

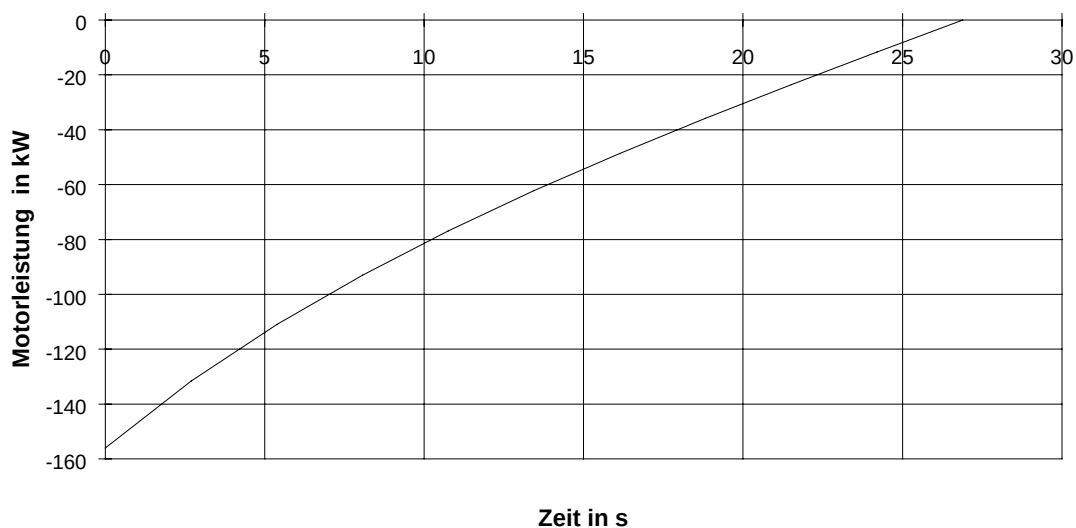
$$W_{br} \approx -1739\ Ws$$

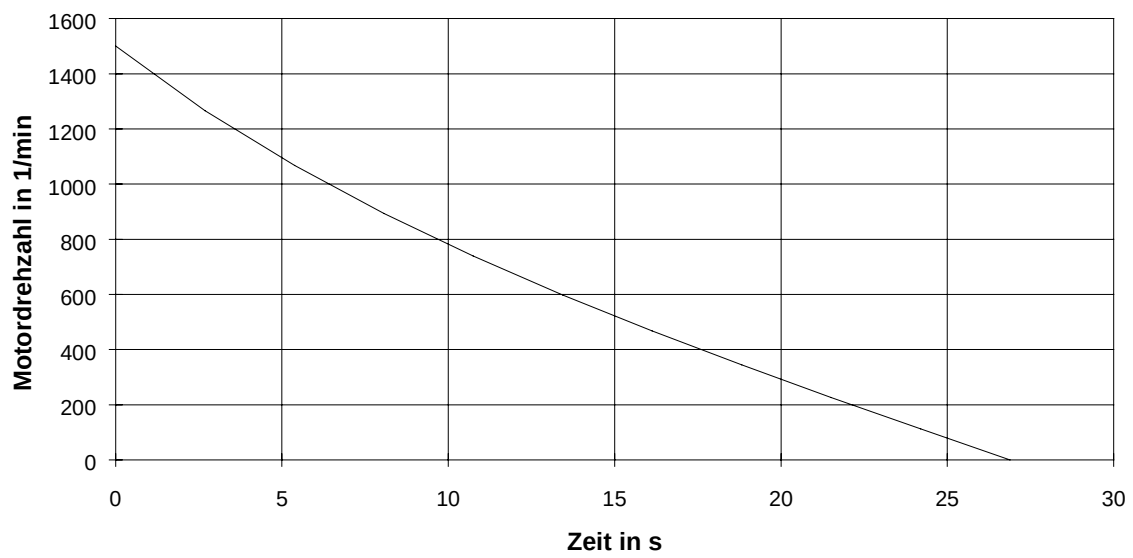
i	t	P _{Motor}	$\approx \eta_{Motor} \cdot \int P_{Motor} dt$
0	0	-155,93	0
1	2,69	-131,64	-371,91
2	5,38	-110,98	-685,69
3	8,07	-92,94	-949,42
4	10,76	-76,85	-1169,02
5	13,44	-62,21	-1348,87
6	16,13	-48,63	-1492,21
7	18,82	-35,85	-1601,47
8	21,51	-23,61	-1678,37
9	24,20	-11,72	-1724,06
10	26,89	0,00	-1739,22

Tabelle für die numerische Berechnung der Bremsenergie

Diagramme für Motorleistung und Motordrehzahl beim Bremsen mit konstantem Motormoment

Motorleistung für t_{br}=26,9 s



Motordrehzahl für $t_{br}=26,9\text{ s}$ 

Bremsen mit konstanter Verzögerung und anschließender Momentenbegrenzung

Beim Bremsen mit konstanter Verzögerung steigt das Motormoment zur Drehzahl Null hin an. Unter Umständen ist eine Begrenzung z. B. auf Motornennmoment sinnvoll. Die Bremszeit wird dadurch natürlich verlängert. Damit der Bremswiderstand günstig ausgenutzt wird, sollte die Momentenbegrenzung erst erfolgen, wenn das Maximum der Motorleistung beim Bremsen erreicht wurde.

Das Maximum der Motorleistung beim Bremsen ergibt sich für :

$$n = \sqrt{\frac{J \cdot 2\pi \cdot n_{\max}^3}{3 \cdot 60 \cdot M_{\text{Last max}} \cdot t_{br}}} = \sqrt{\frac{226,6 \cdot 2\pi \cdot 1500^3}{180 \cdot 1260,5 \cdot 17,52}} = 1099,5 \text{ min}^{-1}$$

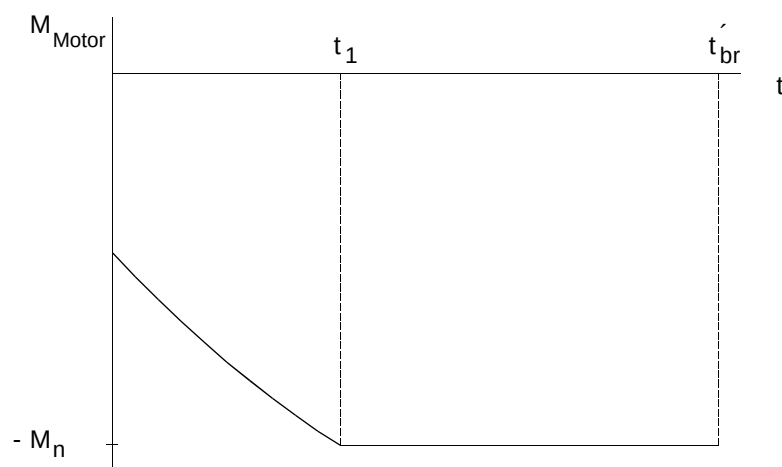
Für t_{br} wird dabei der weiter vorn beim Bremsen mit konstanter Verzögerung ohne Momentenbegrenzung berechnete Wert eingesetzt. Das dazugehörige Motormoment erhält man mit:

$$\begin{aligned} M_{\text{Motor br}} &= M_{\text{Last max}} \cdot \left(\frac{n}{n_{\max}}\right)^2 - \frac{J \cdot 2\pi \cdot n_{\max}}{60 \cdot t_{br}} \\ &= 1260,5 \cdot \left(\frac{1099,5}{1500}\right)^2 - \frac{226,6 \cdot 2\pi \cdot 1500}{60 \cdot 17,52} = -1354,4 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Das Motormoment bei $n=0$ ergäbe sich ohne Momentenbegrenzung zu:

$$M_{\text{Motor br}} = -\frac{J \cdot 2\pi \cdot n_{\max}}{60 \cdot t_{br}} = -\frac{226,6 \cdot 2\pi \cdot 1500}{60 \cdot 17,52} = -2032 \text{ Nm}$$

Die Momentenbegrenzung kann also zwischen -1354,4 Nm und -2032 Nm liegen. Im vorliegenden Fall soll das Motormoment beim Bremsen auf Nennmoment (-1600 Nm) begrenzt werden.



Beispiel für Momentenbegrenzung beim Bremsen (hier auf Nennmoment)

Nun muß zunächst die zu t_1 gehörige Drehzahl n_1 berechnet werden.

$$n_1 = n_{\max} \cdot \sqrt{\frac{1}{M_{\text{Last max}}} \cdot \left(\frac{J \cdot 2\pi \cdot n_{\max}}{60 \cdot t_{br}} - M_n \right)}$$

$$= 1500 \cdot \sqrt{\frac{1}{1260,5} \cdot \left(\frac{226,6 \cdot 2\pi \cdot 1500}{60 \cdot 17,52} - 1600 \right)} = 877,8 \text{ min}^{-1}$$

Damit erhält man t_1 zu:

$$t_1 = t_{br} \cdot \left(1 - \frac{n_1}{n_{\max}} \right) = 17,52 \cdot \left(1 - \frac{877,8}{1500} \right) = 7,27 \text{ s}$$

Für die "verlängerte" Bremszeit ergibt sich:

$$t'_{br} = t_1 + \frac{J \cdot 2\pi \cdot n_{\max}}{60 \cdot \sqrt{M_{\text{Last max}} \cdot M_n}} \cdot \arctan\left(\sqrt{\frac{M_{\text{Last max}}}{M_n}} \cdot \frac{n_1}{n_{\max}}\right)$$

$$= 7,27 + \frac{226,6 \cdot 2\pi \cdot 1500}{60 \cdot \sqrt{1260,5 \cdot 1600}} \cdot \arctan\left(\sqrt{\frac{1260,5}{1600}} \cdot \frac{877,8}{1500}\right) = 19,28 \text{ s}$$

Für die Bremsenergie bis zur Zeit t_1 gilt mit $t_0=0$:

$$W_{br1} = \frac{\eta_{\text{Motor}} \cdot 2\pi \cdot t_{br}}{60} \cdot \left(\frac{M_{\text{Last max}} \cdot n_{\max}}{4} \cdot \left(1 - \left(1 - \frac{t_1}{t_{br}} \right)^4 \right) - \frac{J \cdot 2\pi \cdot n_{\max}^2}{2 \cdot 60 \cdot t_{br}} \cdot \left(1 - \left(1 - \frac{t_1}{t_{br}} \right)^2 \right) \right)$$

$$= \frac{0,962 \cdot 2\pi \cdot 17,52}{60} \cdot \left(\frac{1260,5 \cdot 1500}{4} \cdot \left(1 - \left(1 - \frac{7,27}{17,52} \right)^4 \right) - \frac{226,6 \cdot 2\pi \cdot 1500^2}{2 \cdot 60 \cdot 17,52} \cdot \left(1 - \left(1 - \frac{7,27}{17,52} \right)^2 \right) \right)$$

$$= -1032 \text{ kWs}$$

Zur Berechnung der Bremsenergie im Bereich t_1 bis t'_{br} muß zunächst die Motorleistung in diesem Bereich bestimmt werden. Hier gilt:

$$P_{\text{Motor br}} = -M_n \cdot \frac{2\pi \cdot n}{60}$$

mit

$$n = \frac{n_{\max}}{\sqrt{\frac{M_{\text{Last max}}}{M_n}}} \cdot \tan\left(\arctan\left(\sqrt{\frac{M_{\text{Last max}}}{M_n}} \cdot \frac{n_1}{n_{\max}}\right) - \frac{60 \cdot \sqrt{M_{\text{Last max}} \cdot M_n}}{J \cdot 2\pi \cdot n_{\max}} \cdot (t - t_1)\right)$$

Die Bremsenergie kann hier nur numerisch bestimmt werden. Mit der schon vorher angegebenen Näherungsformel und Unterteilung in 10 Abschnitte erhält man:

$$W_{br2} \approx -815 \text{ kWs}$$

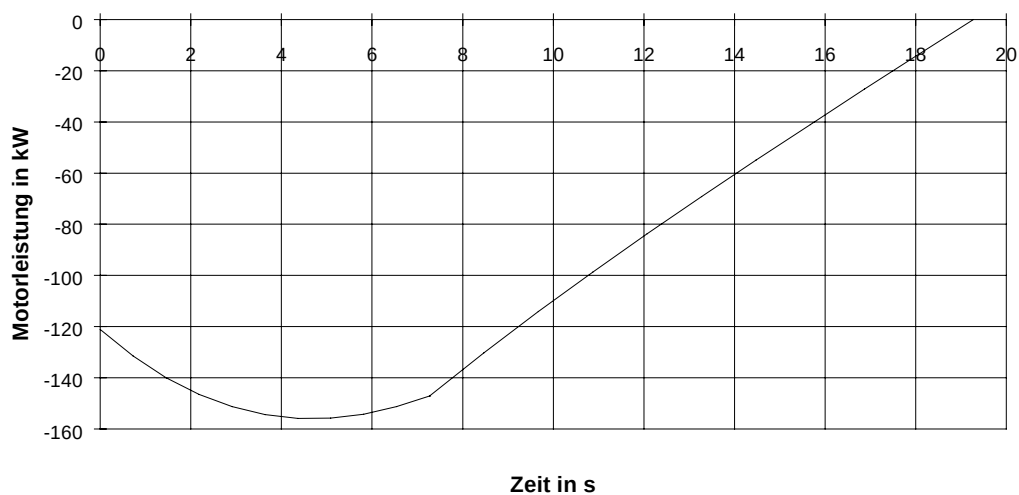
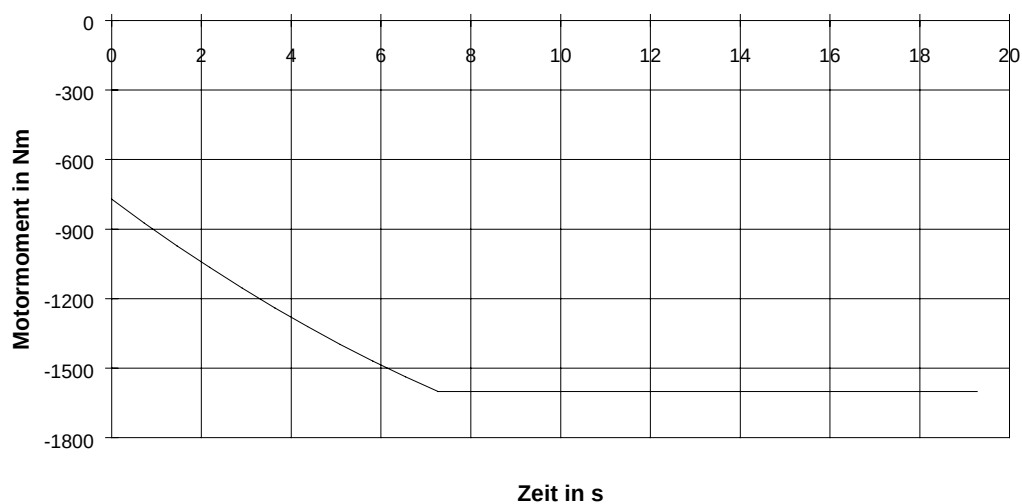
Damit ergibt sich die gesamte Bremsenergie zu:

$$W_{br} \approx -1032 - 815 = -1847 \text{ kWs}$$

i	t	P _{Motor}	$\approx \eta_{Motor} \cdot \int P_{Motor} dt$
0	7,27	-147,05	0
1	8,47	-130,23	-160,11
2	9,67	-114,14	-301,22
3	10,87	-98,66	-424,10
4	12,07	-83,69	-529,40
5	13,27	-69,14	-617,65
6	14,47	-54,92	-689,28
7	15,67	-40,97	-744,66
8	16,87	-27,21	-784,02
9	18,07	-13,57	-807,57
10	19,27	0,00	-815,41

Tabelle für die numerische Berechnung der Bremsenergie

Diagramme für Motorleistung und Motormoment

Motorleistung für $t'_{br}=19,28\text{ s}$ Motormoment für $t'_{br}=19,28\text{ s}$ 

4.2 Anschluß größerer Motoren am Umrichter als normalerweise zulässig

4.2.1 Allgemeines

Bei den gemäß Katalog bzw. Projektierungshandbuch zugeordneten Asynchronmotoren wird eine optimale Ausnutzung von Motor und Umrichter erreicht. In Sonderfällen kann es aber notwendig werden, unter Inkaufnahme einer schlechteren Ausnutzung auch größere Motoren als normalerweise zulässig am Umrichter zu betreiben. Gründe dafür können sein:

- Ein großer Motor soll zu Testzwecken nur im Leerlauf betrieben werden
- Der Motor wird nur bei Teillast betrieben, z. B. ergeben sich bei einem Drehzahlstellbereich von 1:100 und Ausnutzung nach Wärmeklasse B für M_{zul}/M_n Reduktionsfaktoren bis 0,5

In diesen Fällen käme bei normaler Motor/Umrichterzuordnung unter Umständen ein viel zu großer und damit zu teurer Umrichter heraus.

Beim Anschluß größerer Asynchronmotoren an den Umrichter als normalerweise gemäß Katalog bzw. Projektierungshandbuch zulässig, muß aber folgendes beachtet werden:

- Wegen der kleineren Streuinduktivität des größeren Motors ergeben sich höhere Stromspitzen, die unter Umständen zur Abschaltung mit Überstrom führen können. Daher muß der max. Umrichterstrom entsprechend dem größeren Effektivwert reduziert werden. Eine andere Möglichkeit ist die Kompensation der geringeren Streuinduktivität durch eine zusätzliche Ausgangsdrossel oder die Erhöhung der Streuinduktivität durch Δ/Y -Umschaltung.
- Bei konstantem Fluß verschlechtert sich im Teillastbetrieb der $\cos\phi$ des Motors. Dadurch verringert sich vor allem bei Motoren mit hohem Magnetisierungsstromanteil die übertragbare Wirkleistung des Umrichters. Ein größerer Motor kann also im Teillastbereich nicht die gleiche Wellenleistung erbringen wie der angepaßte kleinere Motor.
- Die bei Einsatz der Vektorregelung benötigten Motordaten lassen sich bei Anschluß eines größeren Motors unter Umständen nicht mehr einstellen. Es muß daher ein kleinerer Motor parametrisiert werden. Die Werte des Motormodells werden über die Motoridentifikation richtig eingestellt.
- Falls der Motor praktisch nur im Leerlauf betrieben wird, nimmt er überwiegend Blindstrom auf. Dieser Blindstrom wird nicht vom Netz sondern von den Zwischenkreiskondensatoren geliefert. Aus Stabilitätsgründen sollte der Blindstromanteil nicht mehr als ca. 60% des Umrichternennstromes betragen.

Reduktionsfaktor bei zu geringer Streuinduktivität des angeschlossenen Motors

Solange die Streureaktanz des Motors ca. 10% der Nennimpedanz des Umrichters nicht unterschreitet, ist der Betrieb unkritisch. Dies ist bei den im Katalog bzw. im Projektierungshandbuch zugeordneten Normasynchronmotoren der Fall. Bei Anschluß eines größeren Motors ohne weitere Maßnahmen (siehe weiter unten) sollte zur Vermeidung zu hoher Spitzenströme folgende Grenze für den Motornennstrom nicht überschritten werden:

$$I_{Motor\ n} \leq 1,36 \cdot I_{U\ n}$$

Zusätzlich ist der max. Umrichterstrom folgendermaßen zu reduzieren:

$$I_{U\ max} = 1,36 \cdot I_{U\ n} - \frac{0,6}{\sqrt{2}} \cdot I_{U\ n} \cdot \left(\frac{I_{Motor\ n}}{I_{U\ n}} - 1 \right) \quad \text{für } I_{U\ n} \leq I_{Motor\ n} \leq 1,36 \cdot I_{U\ n}$$

Kompensation der Streuinduktivität durch eine zusätzliche Ausgangsdrossel

Soll die Streuinduktivität des Motors durch eine zusätzliche Ausgangsdrossel auf mindestens 10% der Nennimpedanz des Umrichters angehoben werden muß gelten:

$$X_{\sigma\ Motor} + X_{Drossel} = 0,1 \cdot Z_{U\ n} = 0,1 \cdot \frac{U_{U\ n}}{\sqrt{3} \cdot I_{U\ n}}$$

Nimmt man die Motorstreuung auch zu 10% an, ergibt sich für die Drosselinduktivität:

$$L_{Drossel} \approx \frac{0,1 \cdot U_{U\ n} \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 314} \cdot \left(\frac{1}{I_{U\ n}} - \frac{1}{I_{Motor\ n}} \right) \quad [\text{mH}]$$

Da die standardmäßigen Ausgangsdrosseln auf ca. 1,2 bis 0,6% der Nennimpedanz des Umrichters ausgelegt sind, wären z. B. beim Anschluß eines leistungsmäßig doppelt so großen Motors als normalerweise zulässig etwa 4 bis 8 standardmäßige Ausgangsdrosseln nötig.

Erhöhung der Streuinduktivität durch Δ/Y-Umschaltung des Motors

Durch Δ/Y-Umschaltung der Motorwicklung erhöht sich der Wert der Streuinduktivität um den Faktor 3. Damit läßt sich ein leistungsmäßig dreimal so großer Motor als normalerweise zulässig am Umrichter bei Teillast betreiben. Die zulässige Motorleistung beträgt dann allerdings nur noch ein Drittel der Motornennleistung.

Zulässiges Motormoment

Für das zulässige Motormoment bezogen auf das Motornennmoment ergibt sich für den größeren Motor näherungsweise:

$$\frac{M_{zul}}{M_n} \approx \frac{I_\mu}{I_{\mu n}} \cdot \sqrt{\frac{\left(\frac{I_{U zul}}{I_{Mot n}}\right)^2 - \left(\frac{I_\mu}{I_{Mot n}}\right)^2}{1 - \left(\frac{I_{\mu n}}{I_{Mot n}}\right)^2}}$$

$I_{U zul}$: zulässiger Umrichterstrom im Betriebspunkt

$I_{Mot n}$: Nennstrom des Motors

I_μ : Magnetisierungsstrom des Motors im Betriebspunkt

$I_{\mu n}$: Nennmagnetisierungsstrom des Motors

Beispiel 1

Es soll ein leistungsmäßig dreimal so großer Motor als normalerweise zulässig in Y-Schaltung (660 V) am 380 V-Umrichter betrieben werden. Der Motornennstrom in Δ -Schaltung soll $3 \cdot I_{Un}$ bzw. in Y-Schaltung $\sqrt{3} \cdot I_{Un}$ betragen. Unter der Annahme:

$$I_{U zul} = I_{Un} \quad \rightarrow \quad \frac{I_{U zul}}{I_{Mot n}} = \frac{1}{\sqrt{3}}$$

und mit

$$I_\mu \approx \frac{I_{\mu n}}{\sqrt{3}} \quad (\text{Feldschwächung wegen der Y-Schaltung})$$

ergibt sich für das zulässige Motormoment:

$$\frac{M_{zul}}{M_n} \approx \frac{1}{\sqrt{3}} \cdot \sqrt{\frac{\frac{1}{3} - \frac{1}{3} \cdot \left(\frac{I_{\mu n}}{I_{Mot n}}\right)^2}{1 - \left(\frac{I_{\mu n}}{I_{Mot n}}\right)^2}} = \frac{1}{3}$$

Die mögliche Leistung bei Nenndrehzahl beträgt also 1/3 der Motornennleistung.

Beispiel 2

Ein 4poliger 7,5 kW-Motor soll an einem 5,5 kW-Umrichter als Strömungsmaschinenantrieb betrieben werden. Es wird der Umrichterdauerstrom (Umrichternennstrom) ausgenutzt.

Motornennstrom: 15,4 A

Nennmagnetisierungsstrom: 53%

Umrichternennstrom: 13,2 A

Die Bedingung $I_{Motor\ n} \leq 1,36 \cdot I_{U\ n}$ ist hier erfüllt.

Mit $I_{\mu} = I_{\mu\ n}$ ergibt sich für das zulässige Motormoment bei Nenndrehzahl:

$$\frac{M_{zul}}{M_n} \approx \sqrt{\frac{\left(\frac{13,2}{15,4}\right)^2 - 0,53^2}{1 - 0,53^2}} = 0,79$$

Die mögliche Leistung bei Nenndrehzahl beträgt damit $0,79 \cdot 7,5\text{ kW} = 5,9\text{ kW}$. Mit dem an den 5,5 kW-Umrichter angepaßten 4poligen 5,5 kW-Motor ließen sich als Strömungsmaschinenantrieb 5,5 kW erzielen.

4.2.2 Betrieb eines 600 kW-Motors im Leerlauf

Es sollen Traktionsmotoren nach erfolgter Revision im Leerlauf auf Symmetrie der Phasenströme und mechanischen Lauf geprüft werden. Der Hochlauf jeweils eines Motors auf Maximaldrehzahl soll über einen Pulsumrichter am 400 V-Netz erfolgen.

Daten der Motoren

Nennleistung	P_n	= 600 kW
Nennspannung	U_n	= 1638 V
Nennstrom	I_n	= 266 A
Nenndrehzahl	n_n	= 1670 min ⁻¹
Nennfrequenz	f_n	= 85 Hz
Max. Drehzahl	$n_{\max}$	= 3145 min ⁻¹
Max. Frequenz	$f_{\max}$	= 160 Hz
Streuinduktivität	L_σ	= 2,04 mH
Läuferwiderstand	R_2'	= 0,0691 Ω
Leerlaufstrom im Nennpunkt	$I_{\mu n}$	= 85 A

Abschätzung der benötigten Umrichterleistung nach dem Leerlaufstrom

Die Motorspannung bei 50 Hz beträgt:

$$U_{50 \text{ Hz}} \approx \frac{50}{85} \cdot 1638 = 963 \text{ V}$$

Da der Umrichter aber nur 400 V liefern kann, ergibt sich für den Magnetisierungsstrom:

$$I_\mu \approx \frac{400}{963} \cdot I_{\mu n} = \frac{400}{963} \cdot 85 = 35 \text{ A}$$

Der Anteil des Magnetisierungsstromes soll nicht mehr als 60% des Umrichternennstromes betragen. Damit erhält man für den Umrichternennstrom:

$$I_{Un} = \frac{100}{60} \cdot 35 = 58,3 \text{ A}$$

Nach diesem Kriterium ist also mindestens ein 30 kW-Umrichter mit $I_{Un} = 59 \text{ A}$ notwendig.

Abschätzung des Kippmomentes bei 160 Hz

Das Kippmoment des Motors lässt sich näherungsweise berechnen zu:

$$M_{Kipp\ n} \approx \frac{M_n}{2} \cdot \left(\frac{s_n}{s_K} + \frac{s_K}{s_n} \right)$$

Mit

$$s_n = \frac{n_0 - n_n}{n_0} = \frac{1700 - 1670}{1700} = 0,0176$$

$$s_K = \frac{R'_2}{X_{1\sigma} + X'_{2\sigma}} = \frac{R'_2}{2 \cdot \pi \cdot f_n \cdot L_\sigma} = \frac{0,0691}{2 \cdot \pi \cdot 85 \cdot 2,04 \cdot 10^{-3}} = 0,0634$$

ergibt sich

$$M_{Kipp\ n} \approx \frac{3430}{2} \cdot \left(\frac{0,0176}{0,0634} + \frac{0,0634}{0,0176} \right) = 6654\ Nm$$

Der Motor wird am Umrichter von 50 Hz bis 160 Hz mit konstanter Spannung betrieben. Für das Kippmoment bei 160 Hz erhält man daher:

$$M_{Kipp\ (160\ Hz)} \approx M_{Kipp\ n} \cdot \left(\frac{U_{max}}{U_{50\ Hz}} \right)^2 \cdot \left(\frac{f_{eck}}{f_{max}} \right)^2 = 6654 \cdot \left(\frac{400}{963} \right)^2 \cdot \left(\frac{50}{160} \right)^2 = 113\ Nm$$

Bei einem Abstand von 1,3 vom Kippmoment darf also nur mit 87 Nm beschleunigt werden. Dies sind 2,54% des Motornennmomentes. Die dazugehörige Beschleunigungsleistung beträgt:

$$P_b = \frac{M_b \cdot n_{max}}{9550} = \frac{87 \cdot 3145}{9550} = 28,6\ kW$$

Hierfür sollte ein 37 kW-Umrichter eingesetzt werden (6SE7027-2ED61 mit $I_{Un}=72\ A$).

Zulässige Motorstreuinduktivität

Für die zulässige Motorstreuinduktivität gilt:

$$L_\sigma \geq \frac{0,1 \cdot U_{Un} \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 314 \cdot I_{Un}} = \frac{0,1 \cdot 400 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 314 \cdot 72} = 1,02\ mH$$

Die Motorstreuinduktivität ist mit 2,04 mH also ausreichend groß (dies hängt mit der hohen Nennspannung des Motors zusammen).

Regelungsart und Einstellung

Wegen der besseren Stabilität ist f-Regelung vorzuziehen. Es kann dabei bei der Parametrierung ein 6poliger 30 kW-Motor (1LA6 223-6) angesetzt werden.

4.3 Einsatz eines Transformators am Umrichterausgang

4.3.1 Allgemeines

Normalerweise sind die Nennspannung des Motors und die maximale Umrichterausgangsspannung aufeinander abgestimmt. Damit ist die optimale Ausnutzung des Umrichters gewährleistet. In manchen Fällen stimmen aber Nennspannung des Motors und maximale Umrichterausgangsspannung nicht überein. Hier kann eine Anpassung über einen Ausgangstransformator notwendig werden, z. B.:

- Betrieb von Bearbeitungsmaschinen mit niedriger Nennspannung, z. B. Schleifmaschinen, die bisher von einem Umformersatz gespeist wurden.
- Hochsetzen der Motorspannung, um bei langen Motorleitungen die Leitungsverluste niedrig zu halten.

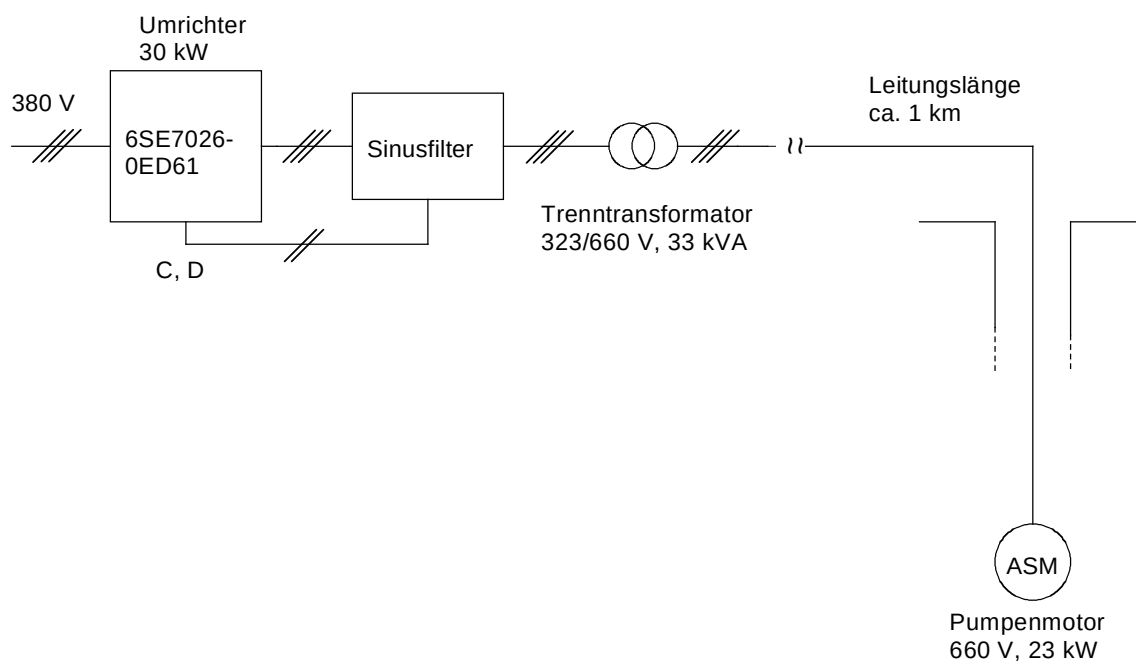
Bei Einsatz eines Transformators am Umrichterausgang muß folgendes beachtet werden:

- Falls kein Sinusfilter zwischen Umrichter und Transformator eingesetzt wird, muß der Transformator für den Betrieb am Umrichterausgang ausgelegt sein. Im Gegensatz zu einem Transformator auf der Netzseite treten höhere Frequenzen (Pulsfrequenz) sowie größere Stromspitzen auf. Zur Vermeidung von Sättigungserscheinungen wegen der hohen Stromspitzen und wegen eventuell vorhandener Stromunsymmetrien muß der Transformator in der Induktion geringer als sonst ausgenutzt werden.
- Da der Transformator keinen Gleichstrom übertragen kann, ist eine Gleichstrombremsung nicht möglich.
- Das erzielbare Anlaufmoment des Motors ist im allgemeinen wesentlich geringer als ohne Transformator, da der Transformator erst ab einer bestimmten Mindestfrequenz überträgt. Für einen Anlauf mit Nennmoment müßte der Transformator z. B. schon bei Nennschlupffrequenz des Motors übertragen.
- Der Umrichter muß zusätzlich die Verluste sowie den Magnetisierungsstrom des Transformators liefern.
- Bei Einsatz eines Spartransformators darf der Sternpunkt des Transformators nicht geerdet werden, da dies für den Umrichter einen Erdschluß bedeuten würde. Bei langen Motorleitungen ist ein Trenntransformator vorzuziehen, da dadurch der Einfluß der Kabelkapazität gegen Erde stark verringert wird (niedrigere Ladeströme wegen nahezu sinusförmiger Spannungen auch gegen Erde auf der Motorseite).

- Bei Einsatz eines Sinusfilters beträgt die maximale Ausgangsspannung nur ca. 85% der Netzspannung. Dies muß beim Übersetzungsverhältnis berücksichtigt werden. Je nach Umrichterleistung kann auch ein Derating wegen der einzustellenden hohen Pulsfrequenz (6 kHz bei 380 bis 460 V) notwendig werden.

4.3.2 Betrieb eines 660 V-Pumpenmotors über einen Trenntransformator

Ein in einem Tiefbrunnen befindlicher 23 kW-Pumpenmotor ist über ca. 1 km Leitungslänge mit dem im Schalthaus installierten 30 kW-Umrichter verbunden. Um die Verluste in der Motorleitung möglichst gering zu halten, wird der Motor in Y-Schaltung bei 660 V betrieben. Zur Anpassung an die maximale Umrichterausgangsspannung von 380 V wird ein Trenntransformator eingesetzt. Der Einsatz eines 660 V-Umrichters ist hier wegen der geringen Motorleistung nicht wirtschaftlich. Wegen der Leitungslänge von 1000 m und aufgrund der hohen Motorspannung von 660 V (es handelt sich um einen Fremdmotor) ist zusätzlich ein Sinusfilter zwischen Umrichter und Trenntransformator notwendig. Da der Trenntransformator die Erdkapazitäten der Motorleitung abkoppelt, ist in diesem Fall die Leitungslänge von 1000 m zulässig. Das Übersetzungsverhältnis des Trenntransformators wurde so gewählt, daß die 15% geringere Ausgangsspannung bei Einsatz des Sinusfilters kompensiert wird. Bei dem 30 kW-Umrichter und 6 kHz Pulsfrequenz ist noch kein Derating notwendig.



Übersichtsschaltbild

4.3.3 Betrieb von Handschleifmaschinen für 135 V/200 Hz über einen Trenntransformator

Es sollen Handschleifmaschinen mit Drehstrommotoren über einen Umrichter, der am 380 V-Netz angeschlossen wird, betrieben werden. Der Umrichter wirkt dabei als Drehstromnetz mit fester Spannung und Frequenz. Es können insgesamt 9 Motoren über Steckdosen angeschlossen werden. Die Motoren können einzeln oder auch zusammen laufen. Zur Spannungsanpassung wird ein Trenntransformator eingesetzt. Da die Motoren nicht für Umrichterbetrieb ausgelegt sind, wird zusätzlich ein Sinusfilter eingesetzt. Damit werden außerdem EMV-Beeinflussungen über die Motorleitungen stark verringert. Durch den Trenntransformator werden Erdströme über die Kabelkapazitäten weitgehend vermieden.

Daten der Motoren

Nennspannung	$U_n = 135 \text{ V}$
Nennfrequenz	$f_n = 200 \text{ Hz}$
Nenndrehzahl	$n_n = 6000 \text{ min}^{-1}$

Nennleistung/Nennstrom der anzuschließenden Motoren:

2 Motoren mit	260 W / 1,41 A
6 Motoren mit	1000 W / 5,6 A
1 Motor mit	1800 W / 8,6 A

Es wird angenommen, daß bei mit Nennlast laufenden 2x260 W-Motoren und 6x1000 W-Motoren der 1800 W-Motor noch zugeschaltet wird. Der Anlaufstrom soll $6 \times I_n$ betragen. Damit ergibt sich für den maximalen Strom:

$$I_{\max} \approx 2 \cdot 1,41 \text{ A} + 6 \cdot 5,6 \text{ A} + 6 \cdot 1 \cdot 8,6 \text{ A} = 88 \text{ A}$$

Werden alle Motoren mit Nennlast betrieben erhält man:

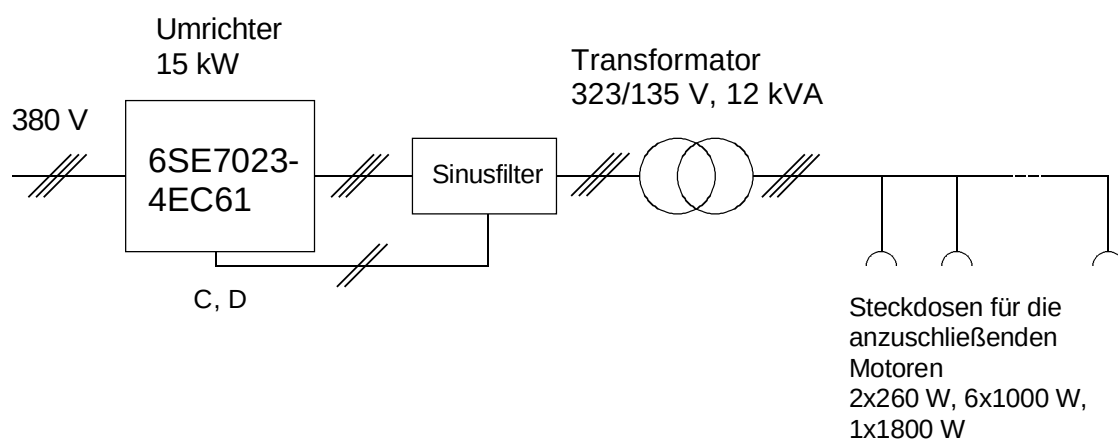
$$I_{n \text{ ges}} \approx 2 \cdot 1,41 \text{ A} + 6 \cdot 5,6 \text{ A} + 1 \cdot 8,6 \text{ A} = 45 \text{ A}$$

Da sich die Ströme geometrisch addieren, liegt man bei der hier vorgenommenen algebraischen Addition auf der sicheren Seite. Für den maximalen Strom beim Anlauf des größten Motors kann die 1,5fache Überlastfähigkeit des Umrichters ausgenutzt werden.

Der Grundlaststrom des Umrichters muß also mindestens

$$I_{UG} \geq \frac{I_{\max}}{1,5 \cdot \ddot{u}} = \frac{88}{1,5 \cdot 323/135} = 24,5 \text{ A}$$

betragen. Gewählt wird ein 15 kW-Umrichter 6SE7023-4EC61 mit 30,9 A Grundlaststrom. Damit ist noch Reserve für den Magnetisierungsstrom und die Verluste des Transformators gegeben. Im Übersetzungsverhältnis ist berücksichtigt, daß wegen des Sinusfilters nur 85% der maximalen Umrichterausgangsspannung erreicht werden kann. Bei dem 15 kW-Umrichter und 6 kHz Pulsfrequenz ist noch kein Derating notwendig.



Übersichtsschaltbild

4.4 Not-Aus

4.4.1 Allgemeines

Gemäß VDE 0113 gibt es folgende Kategorien von Stop-Funktionen:

- Kategorie 0
Ungesteuertes Stillsetzen durch sofortiges Ausschalten der Energiezufuhr (Austrudeln des Motors).
- Kategorie 1
Gesteuertes Stillsetzen, wobei die Energiezufuhr beibehalten wird, um das Stillsetzen zu erzielen. Die Energiezufuhr wird erst nach Erreichen des Stillstandes unterbrochen.
- Kategorie 2
Gesteuertes Stillsetzen, wobei die Energiezufuhr auch nach Erreichen des Stillstandes erhalten bleibt.

Für Not-Aus gelten zusätzlich folgende Anforderungen:

- Vorrang gegenüber allen anderen Funktionen
- Abschaltung der Energiezufuhr so schnell wie möglich
- Das Rücksetzen darf keinen Wiederanlauf einleiten

Not-Aus muß entweder als ein Stop der Kategorie 0 oder der Kategorie 1 wirken. Die Kategorie muß anhand der Risikobewertung der Maschine festgelegt werden. Für die Not-Aus-Funktion der Stop-Kategorie 0 dürfen nur festverdrahtete, elektromechanische Bauteile verwendet werden (z. B. nicht die Umrichterelektronik oder speicherprogrammierbare Steuerungen). Bei der Stop-Kategorie 1 für die Not-Aus-Funktion muß die endgültige Abschaltung der Energieversorgung sichergestellt sein und wie bei Kategorie 0 unter Verwendung elektromechanischer Bauteile erfolgen.

Not-Aus über Stop-Funktion der Kategorie 1 (Schnellhalt)

Hier wird mit Not-Aus über den Befehl "Aus 3" (Schnellhalt mit entsprechend eingestellter Rampe) das Stillsetzen eingeleitet. Das Netzschütz wird nach dem Stillsetzen zur Spannungsfreischaltung abgeschaltet. Damit das Netzschütz auch bei Versagen der Umrichterelektronik abgeschaltet wird, ist zusätzlich ein Zeitrelais zur Zwangsabschaltung vorzusehen. Mit Ablauf des Zeitrelais wird außerdem der Befehl "externe Störung" gegeben, um ein Wiedereinschalten ohne Quittieren zu verhindern. Das schnelle Stillsetzen funktioniert natürlich nur bei entsprechend ausgelegtem Pulswiderstand bzw. mit Netzurückspeisung.

Das schnelle Stillsetzen funktioniert nicht bei Umrichter- bzw. Netzausfall. Normalerweise haben deshalb sicherheitskritische Antriebe (z. B. Hebezeuge) immer eine mechanische Bremse, die den Antrieb innerhalb einer festgelegten Zeit stillsetzen kann. Mit dieser Bremse wird zusätzlich ein eventuelles Rucken des Antriebes im Stillstand bei Ausfall der Elektronik und noch vorhandener Zwischenkreisspannung vermieden (die Zwischenkreisspannung baut sich nur langsam ab).

Not-Aus über Stop-Funktion der Kategorie 0 (Elektrisches Abschalten)

Hier muß die Anlage so schnell wie möglich spannungslos geschaltet werden (der Motor trudelt dann aus bzw. wird mechanisch gebremst). Dazu gibt es zwei Möglichkeiten:

a) Abschalten der Netzspannung vor dem Umrichter

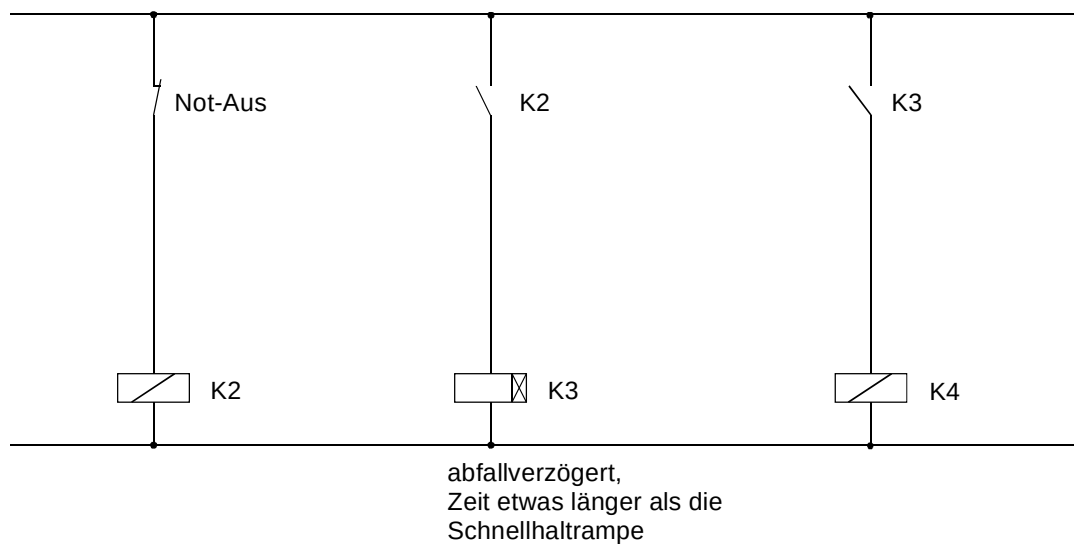
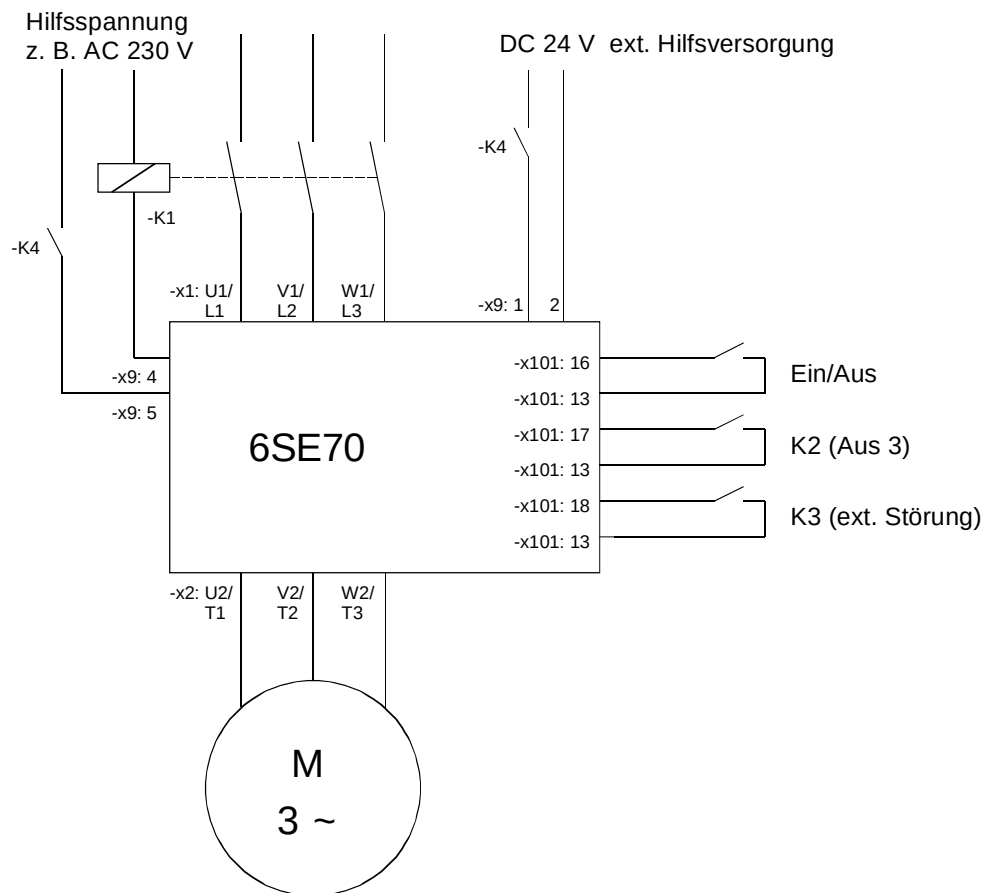
Aus sicherheitstechnischen Gründen darf das Netzschütz nicht über die umrichterinterne Elektronik abgeschaltet werden (die Elektronik könnte versagen). Das Netzschütz wird daher direkt über Not-Aus abgeschaltet. Damit ein Schalten unter Last vermieden wird, wird parallel dazu mit dem Befehl "externe Störung" Impulssperre gegeben (Abarbeitungszeit: $4T_0$). Damit wird auch ein Wiedereinschalten ohne Quittieren vermieden.

b) Abschalten der Netzspannung vor dem Umrichter und Freischalten des Motors

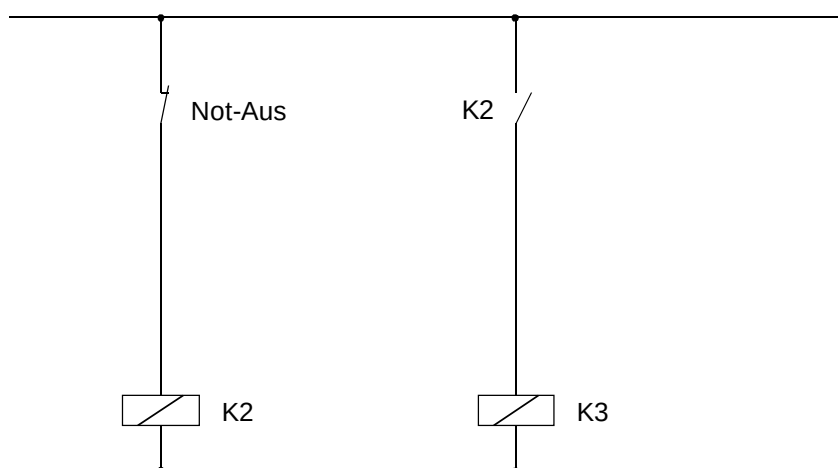
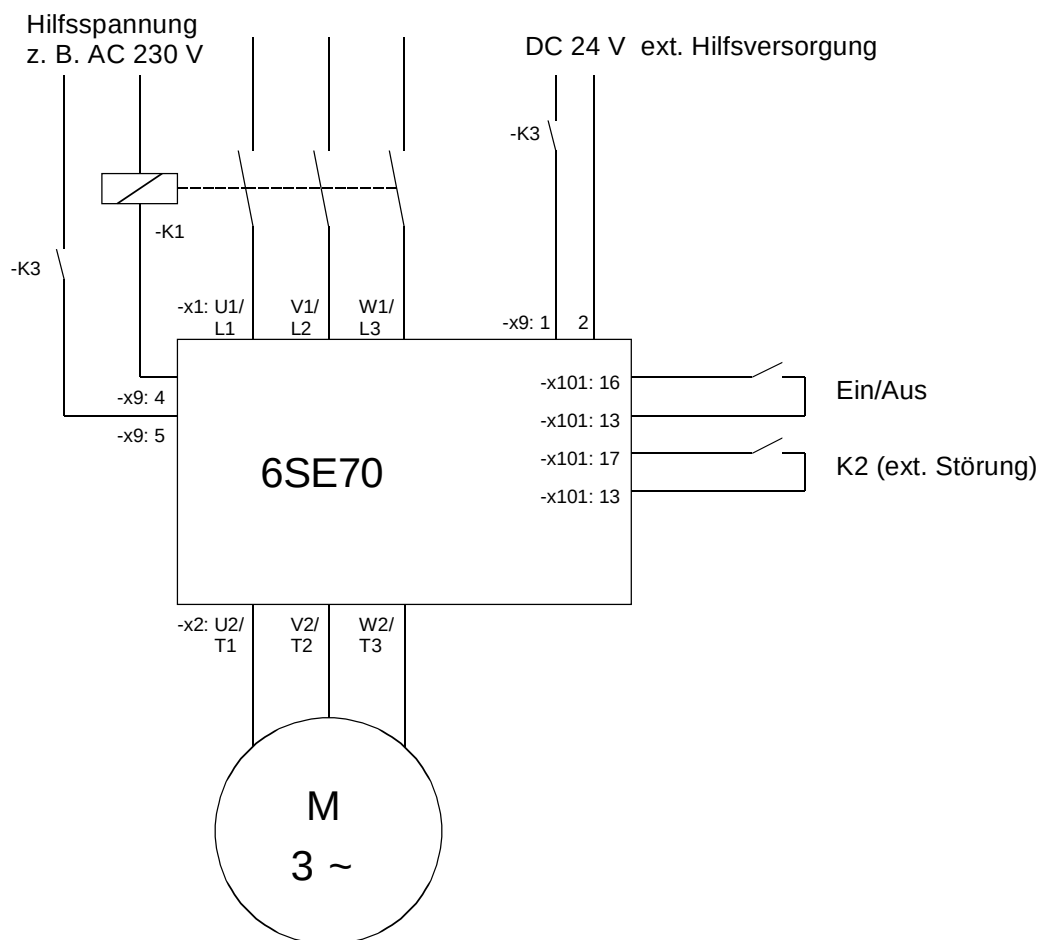
Wird nur die Netzspannung vor dem Umrichter abgeschaltet, bleibt der Zwischenkreis noch einige Zeit aufgeladen. Damit ist am Motor auch noch Spannung vorhanden. Um dies zu verhindern, muß zusätzlich ein Motorschütz zwischen Motor und Umrichter freischalten. Das Motorschütz muß vor dem Einschalten des Umrichters geschlossen sein und darf erst bei stromlosem Motor wieder geöffnet werden. Dies läßt sich über die Hauptschützrückmeldung erreichen.

Abfallen der Schütze bei Netzausfall

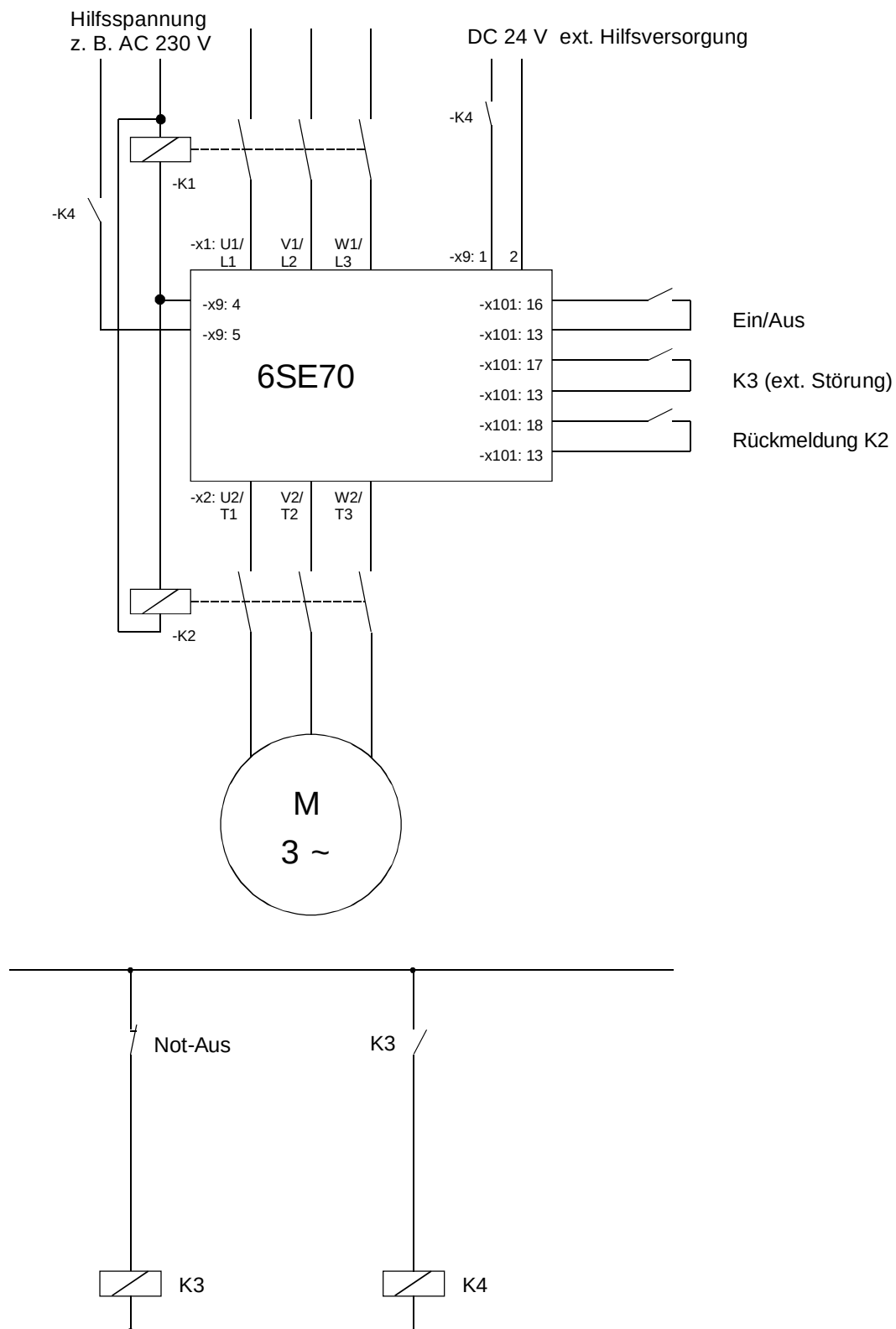
Bei Netzausfall fallen die Schütze unter Umständen ab, bevor die Umrichterüberwachung Impulssperre geben kann. Dies ist z. B. der Fall im Teillastbereich, bei kurzen Netzeinbrüchen oder bei Einsatz der kinetischen Pufferung. Somit wird unter Last geschaltet. Vor allem beim Motorschutz sollte aber ein Schalten unter Last vermieden werden. Erfolgt das Schalten unter Last bei kleinen Ausgangsfrequenzen, kann wegen der Unterbrechung eines Quasi-Gleichstromes ein Lichtbogen stehen bleiben. Zur Vermeidung solcher Effekte muß für die Schütze eine sichere Versorgungsspannung zur Verfügung gestellt werden.



Beispiel für Not-Aus über Stop der Kategorie 1 (Schnellhalt mit anschließendem Abschalten der Netzspannung)



Beispiel für Not-Aus über Stop der Kategorie 0 (Abschalten der Netzspannung)



Beispiel für Not-Aus über Stop der Kategorie 0 (Abschalten der Netzspannung und Freischalten des Motors). Achtung: max. Schaltleistung des Kontaktes X9: 4,5 beachten

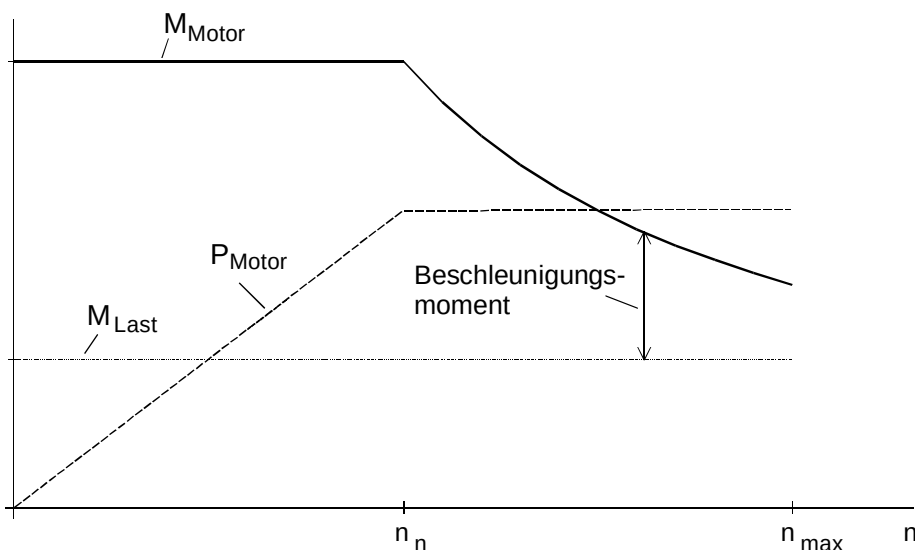
4.5 Anlauf- und Bremszeit bei konstantem Lastmoment im Feldschwächbereich

4.5.1 Allgemeines

Die Voraussetzung für die Berechnung ist ein konstantes Motormoment im Konstantflußbereich und eine konstante Motorleistung im Feldschwächbereich (z. B. Beschleunigen an der Stromgrenze). Somit ergibt sich für das Motormoment:

$$M_{Motor} = M_{Motor\ max} = konst \quad (\text{Konstantflußbereich})$$

$$M_{Motor} = M_{Motor\ max} \cdot \frac{n_n}{n} \quad (\text{Feldschwächbereich, } n \geq n_n)$$



Beispiel für Anlauf im Feldschwächbereich

Mit diesen Voraussetzungen läßt sich die Anlaufzeit (t_a) bzw. die Bremszeit (t_{br}) wie folgt berechnen.

Fall 1 ($M_{Last}^* = 0$, d.h. reiner Schwungmassenantrieb)

Im Konstantflußbereich mit $0 \leq n \leq n_n$ gilt:

$$t_{a,br} = \frac{J_{ges}^* \cdot 2\pi \cdot n_n}{60 \cdot M_{Motor \max}}$$

Im Feldschwächbereich mit $n_n \leq n \leq n_{\max}$ gilt:

$$t_{a,br} = \frac{J_{ges}^* \cdot \pi \cdot (n_{\max}^2 - n_n^2)}{60 \cdot M_{Motor \max} \cdot n_n}$$

Fall 2 ($M_{Last}^* \neq 0$, z. B. Reibung vorhanden)

Im Konstantflußbereich mit $0 \leq n \leq n_n$ gilt:

$$t_{a,br} = \frac{J_{ges}^* \cdot 2\pi \cdot n_n}{60 \cdot (M_{Motor \max} \mp M_{Last}^*)}$$

Im Feldschwächbereich mit $n_n \leq n \leq n_{\max}$ gilt:

$$t_{a,br} = \frac{J_{ges}^* \cdot 2\pi}{60} \cdot \left(\pm \frac{n_n - n_{\max}}{M_{Last}^*} + \frac{M_{Motor \max} \cdot n_n}{M_{Last}^{*2}} \cdot \ln \frac{M_{Motor \max} \mp M_{Last}^*}{M_{Motor \max} \mp \frac{n_{\max}}{n_n} \cdot M_{Last}^*} \right)$$

Das untere Vorzeichen in den letzten beiden Formeln gilt jeweils für Bremsbetrieb

M_{Last}^*	Konstantes Lastmoment bezogen auf den Motor	[Nm]
J_{ges}^*	Gesamtes Trägheitsmoment bezogen auf den Motor	[kgm ²]
$M_{Motor \max}$	Motormoment im Konstantflußbereich	[Nm]
n_n	Nenndrehzahl des Motors (Einsatzpunkt der Feldschwächung)	[min ⁻¹]
$n_{\max}$	Max. Motordrehzahl im Feldschwächbereich	[min ⁻¹]

4.5.2 Bremszeit für einen Schleifscheibenantrieb

Der Motor für einen Schleifscheibenantrieb wird von 50 Hz bis 60 Hz im Feldschwäcbereich betrieben. Es ist die minimale Bremszeit bei vorhandenem Umrichter und Bremswiderstand zu bestimmen. Das Lastmoment während des Bremsvorganges wird zu Null angenommen (Reibung vernachlässigt). Es ist kein Getriebe vorhanden.

Daten des Antriebs

Motornennleistung	$P_{\text{Motor } n} = 11 \text{ kW}$
Motornennstrom	$I_{\text{Motor } n} = 21,4 \text{ A}$
Motornennmoment	$M_{\text{Motor } n} = 36 \text{ Nm}$
Motorenndrehzahl (2polig)	$n_n = 2915 \text{ min}^{-1}$
Motorwirkungsgrad	$\eta_{\text{Motor}} = 0,87$
Trägheitsmoment des Motors	$J_{\text{Motor}} = 0,034 \text{ kgm}^2$
Verhältnis Kippmoment zu Motornennmoment	$M_{\text{kipp}}/M_n = 2,6$
Maximaldrehzahl der Schleifscheibe	$n_{\text{max}} = 3600 \text{ min}^{-1}$
Trägheitsmoment der Schleifscheibe	$J_{\text{Scheibe}} = 0,34 \text{ kgm}^2$
Umrichternennleistung	$P_{U n} = 11 \text{ kW}$
Max. Umrichterstrom	$I_{U \text{ max}} = 34,8 \text{ A}$
Bremswiderstandsleistung mit externem Bremswiderstand	$P_{20} = 20 \text{ kW}$
Spitzenbremsleistung	$1,5 P_{20} = 30 \text{ kW}$

Bestimmung des maximalen Motormomentes

Das maximal mögliche Motormoment bei maximalem Umrichterstrom beträgt:

$$M_{\text{Motor max}} \approx M_{\text{Motor } n} \cdot \sqrt{\frac{I_{U \text{ max}}^2 - I_{\mu n}^2}{I_{\text{Motor } n}^2 - I_{\mu n}^2}}$$

Mit $I_{\mu n} = 0,41 \cdot I_{\text{Motor } n}$ erhält man:

$$M_{\text{Motor max}} \approx 36 \cdot \sqrt{\frac{34,8^2 - 0,41^2 \cdot 21,4^2}{21,4^2 - 0,41^2 \cdot 21,4^2}} = 62 \text{ Nm}$$

Im Feldschwächbereich bei $n_{\max}$ und konstanter Motorleistung beträgt dann das Motormoment nur noch:

$$M_{Motor (3600)} = M_{Motor \max} \cdot \frac{n_n}{n_{\max}} = 62 \cdot \frac{2915}{3600} = 50,2 \text{ Nm}$$

Andererseits ergibt sich für das zulässige Motormoment bei $n_{\max}$ und 1,3fachem Abstand vom Kippmoment:

$$M_{Motor \text{ zul } (3600)} = \frac{2,6 \cdot M_{Motor n}}{1,3} \cdot \left(\frac{n_n}{n_{\max}}\right)^2 = \frac{2,6 \cdot 36}{1,3} \cdot \left(\frac{2915}{3600}\right)^2 = 47,2 \text{ Nm}$$

Daher reduziert sich das maximal zulässige Motormoment auf:

$$M_{Motor \max} = M_{Motor \text{ zul } (3600)} \cdot \frac{n_{\max}}{n_n} = 47,2 \cdot \frac{3600}{2915} = 58,3 \text{ Nm}$$

Der Umrichter wird also beim Bremsen nicht voll ausgenutzt.

Bestimmung der Bremszeiten

Gesamtes Trägheitsmoment:

$$J_{ges} = J_{Motor} + J_{Scheibe} = 0,034 + 0,34 = 0,374 \text{ kgm}^2$$

Bremszeit im Feldschwächbereich:

$$t_{br 1} = \frac{J_{ges} \cdot \pi \cdot (n_{\max}^2 - n_n^2)}{60 \cdot M_{Motor \max} \cdot n_n} = \frac{0,374 \cdot \pi \cdot (3600^2 - 2915^2)}{60 \cdot 58,3 \cdot 2915} = 0,51 \text{ s}$$

Bremszeit im Konstantflußbereich:

$$t_{br 2} = \frac{J_{ges} \cdot 2\pi \cdot n_n}{60 \cdot M_{Motor \max}} = \frac{0,374 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 2915}{60 \cdot 58,3} = 1,96 \text{ s}$$

Damit erhält man für die gesamte Bremszeit:

$$t_{br ges} = t_{br 1} + t_{br 2} = 0,51 + 1,96 = 2,47 \text{ s}$$

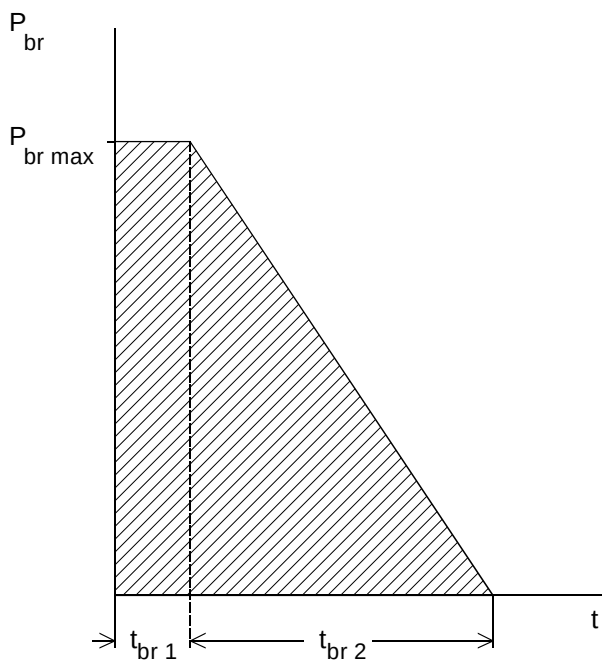
Ermittlung der maximalen Bremsleistung und der Bremsenergie

Die maximale Bremsleistung ergibt sich zu:

$$P_{br \max} = \frac{M_{Motor \max} \cdot n_n}{9550} \cdot \eta_{Motor} = \frac{58,3 \cdot 2915}{9550} \cdot 0,87 = 15,48 \text{ kW}$$

Der Bremswiderstand mit $P_{20}=20 \text{ kW}$ und einer Spitzenbremsleistung von 30 kW ist also mehr als ausreichend bemessen.

Die Bremsenergie entspricht der Fläche im Bremsdiagramm.

Bremsdiagramm

$$W_{br} = P_{br \max} \cdot t_{br 1} + \frac{P_{br \max} \cdot t_{br 2}}{2} = 15,48 \cdot 0,51 + \frac{15,48 \cdot 1,96}{2} = 23,07 \text{ kWs}$$

Mit

$$\frac{W_{br}}{T} \leq P_{br \text{ Dauer}} = \frac{P_{20}}{4,5} \quad (\text{bei externem Bremswiderstand})$$

erhält man für die zulässige Periodendauer:

$$T \geq \frac{W_{br} \cdot 4,5}{P_{20}} = \frac{23,07 \cdot 4,5}{20} = 5,2 \text{ s}$$

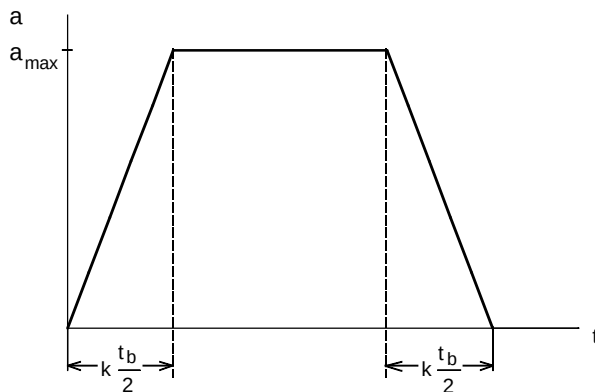
Es könnte also alle 5,2 s ein Bremsvorgang stattfinden.

4.6 Einfluß einer Verrundung

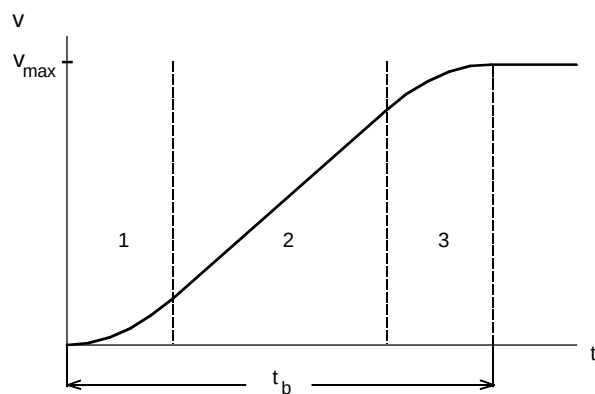
Mit Hilfe einer Verrundung der Fahrkurve werden Sprünge in der Beschleunigung vermieden und somit wird ein sanfteres Positionieren erreicht. Es soll nun der Einfluß solch einer Verrundung auf die Motor- bzw. Umrichtererauslegung untersucht werden. Zugrunde gelegt werden dabei die quadratische Verrundung, die $\sin^2$ -Verrundung sowie eine Verrundung für ruckfreien Bewegungsablauf. Verglichen wird jeweils mit den Verhältnissen ohne Verrundung d.h. mit rechteckförmiger Beschleunigung.

Quadratische Verrundung

Bei einer quadratischen Verrundung ist die Vorgabe der Beschleunigung trapezförmig. Damit ergibt sich ein quadratischer Verlauf der Geschwindigkeit während der linear ansteigenden bzw. linear abfallenden Beschleunigung.



mit $0 \leq k \leq 1$



Beschleunigung in den Bereichen 1, 2, 3:

$$a_1 = 2 \cdot a_{\max} \cdot \frac{t}{k \cdot t_b}$$

$$a_2 = a_{\max}$$

$$a_3 = 2 \cdot a_{\max} \cdot \frac{t_b - t}{k \cdot t_b}$$

Für das Verhältnis zwischen max. Beschleunigung und max. Geschwindigkeit gilt:

$$a_{\max} = \frac{v_{\max}}{t_b \cdot \left(1 - \frac{k}{2}\right)}$$

Geschwindigkeit in den Bereichen 1, 2, 3:

$$v_1 = \frac{a_{\max}}{k \cdot t_b} \cdot t^2 \quad \text{quadratisch}$$

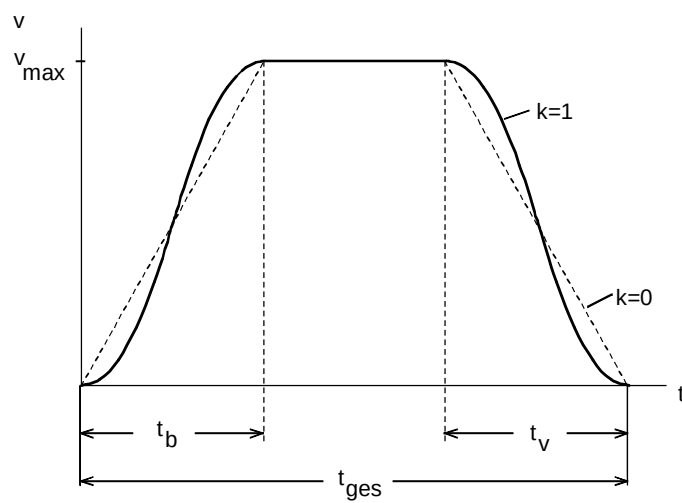
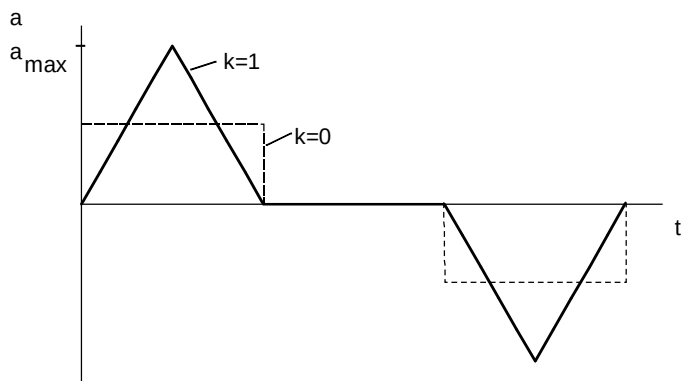
$$v_2 = \frac{a_{\max} \cdot k \cdot t_b}{4} + a_{\max} \cdot \left(t - \frac{k \cdot t_b}{2}\right) \quad \text{linear}$$

$$v_3 = a_{\max} \cdot t_b \cdot \left(1 - \frac{k}{2}\right) - \frac{a_{\max}}{k \cdot t_b} \cdot (t_b - t)^2 \quad \text{quadratisch}$$

Für $k=0$ (0% Verrundung) entfallen die Bereiche 1 und 2. Die Beschleunigung ist rechteckförmig.

Für $k=1$ (100% Verrundung) entfällt der Bereich 2. Die Beschleunigung ist dreieckförmig.

Es sollen jetzt die Verhältnisse ohne Verrundung (rechteckförmige Beschleunigung) mit 100% Verrundung (dreieckförmige Beschleunigung) miteinander verglichen werden. Vorausgesetzt wird dabei jeweils ein Fahrvergang mit gleichem Weg, gleicher Fahrzeit und gleicher maximaler Geschwindigkeit.



Vergleich Fahrkurve mit und ohne Verrundung

Die Fläche unter der Fahrkurve v entspricht dem Weg s_{ges} . Es ist hier $t_b = t_v$.

Mit

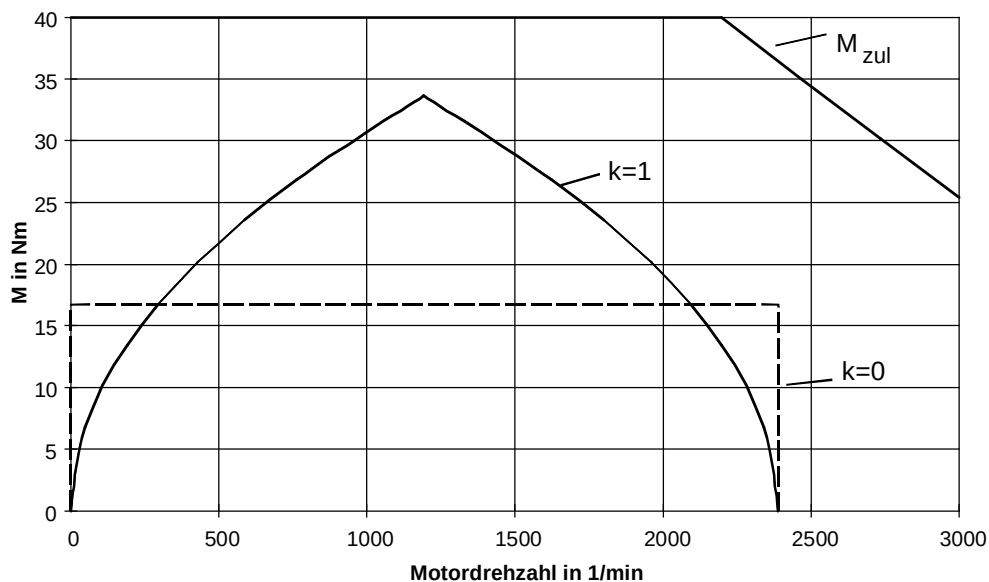
$$a_{\text{max}} = \frac{v_{\text{max}}}{t_b \cdot \left(1 - \frac{k}{2}\right)}$$

ergibt sich für $k=1$:

$$a_{\text{max}} = 2 \cdot \frac{v_{\text{max}}}{t_b}$$

Bei gleichem Weg s_{ges} , gleicher Fahrzeit t_{ges} und gleicher maximaler Geschwindigkeit v_{max} ist die maximale Beschleunigung für 100% Verrundung gerade doppelt so groß. Bei einem reinen Beschleunigungsantrieb würde sich damit auch das Motormoment verdoppeln (Motorauslegung) und entsprechend diesem Moment auch der Motorstrom (UmrichterAuslegung). Das maximale Motormoment tritt aber nur bei halber maximaler Motordrehzahl auf.

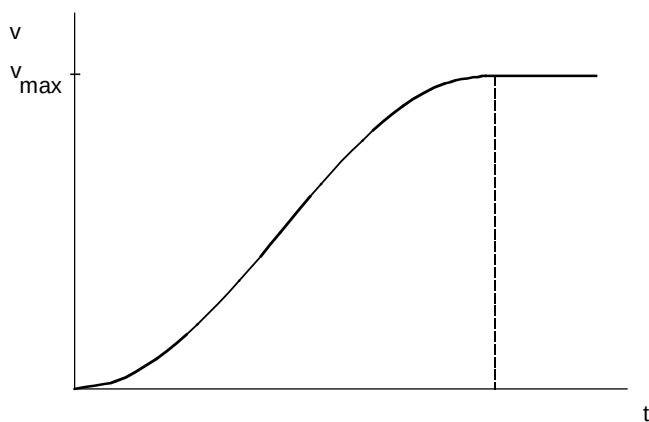
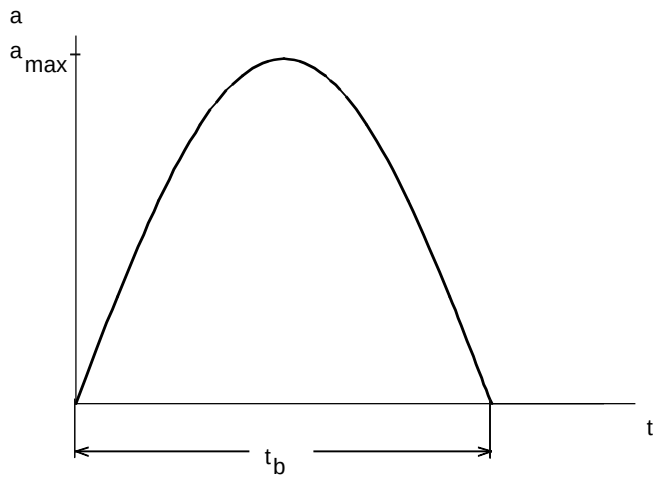
Im folgenden wird für den vorher beschriebenen Verfahrensvorgang anhand eines reinen Beschleunigungsantriebes beispielhaft der Verlauf des Motormomentes über der Drehzahl gezeigt. Das Motormoment muß dabei unterhalb der zulässigen Grenzen liegen (hier Grenzkurve für einen 1FK6-Motor). Verglichen wird das Motormoment bei 100% Verrundung ($k=1$) mit dem Motormoment ohne Verrundung ($k=0$).



Vergleich Motormoment mit und ohne Verrundung

Sin²-Verrundung

Bei einer sin²-Verrundung erfolgt die Vorgabe der Geschwindigkeit gemäß einer sin²-Funktion. Für die Beschleunigung ergibt sich damit eine Sinus-Funktion mit doppelter Frequenz.



Geschwindigkeit:

$$v = v_{\max} \cdot \sin^2(\omega \cdot t) \quad \text{für } 0 \leq t \leq t_b$$

mit

$$\omega = \frac{\pi}{2 \cdot t_b}$$

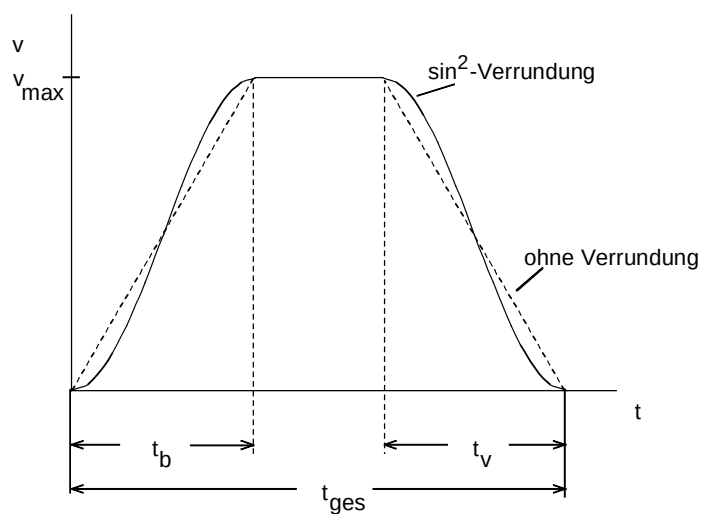
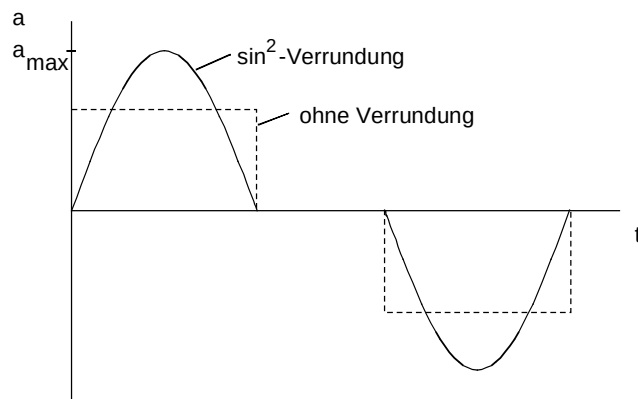
Beschleunigung:

$$a = a_{\max} \cdot \sin(2 \cdot \omega \cdot t) \quad \text{für } 0 \leq t \leq t_b$$

mit

$$a_{\max} = v_{\max} \cdot \omega$$

Es sollen jetzt die Verhältnisse ohne Verrundung (rechteckförmige Beschleunigung) mit $\sin^2$ -Verrundung (sinusförmige Beschleunigung) miteinander verglichen werden. Vorausgesetzt wird dabei jeweils ein Verfahrensvorgang mit gleichem Weg, gleicher Fahrzeit und gleicher maximaler Geschwindigkeit.



Vergleich Fahrkurve mit und ohne Verrundung

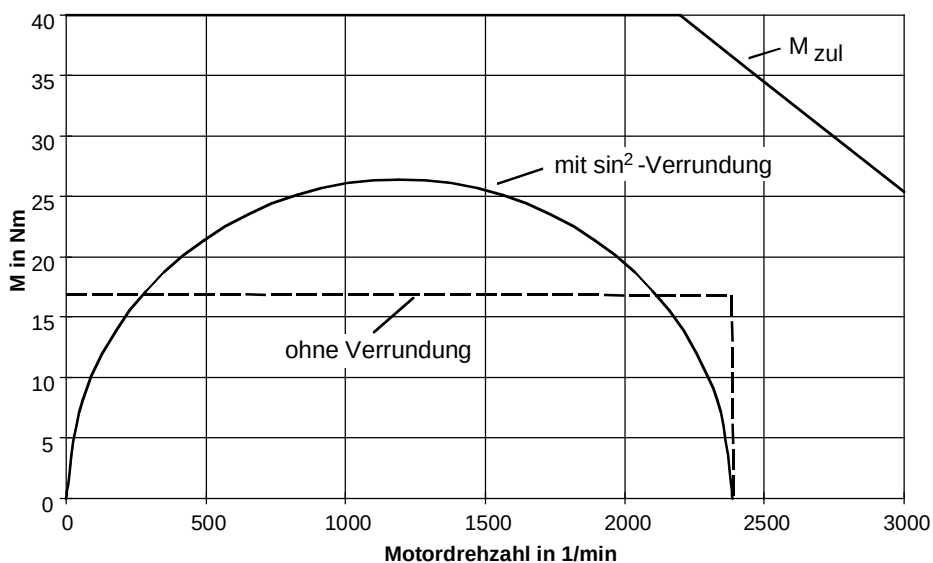
Die Fläche unter der Fahrkurve v entspricht dem Weg s_{ges} . Es ist hier $t_b = t_v$.

Mit

$$a_{\text{max}} = v_{\text{max}} \cdot \omega = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{v_{\text{max}}}{t_b}$$

ergibt sich ein Faktor von $\pi/2$ gegenüber dem Beschleunigungswert ohne Verrundung. Bei gleichem Weg s_{ges} , gleicher Fahrzeit t_{ges} und gleicher maximaler Geschwindigkeit v_{max} ist die maximale Beschleunigung für $\sin^2$ -Verrundung also um den Faktor $\pi/2$ größer. Bei einem reinen Beschleunigungsantrieb würde sich damit auch das Motormoment um diesen Faktor vergrößern (Motorauslegung) und entsprechend diesem Moment auch der Motorstrom (UmrichterAuslegung). Das maximale Motormoment tritt aber nur bei halber maximaler Motordrehzahl auf.

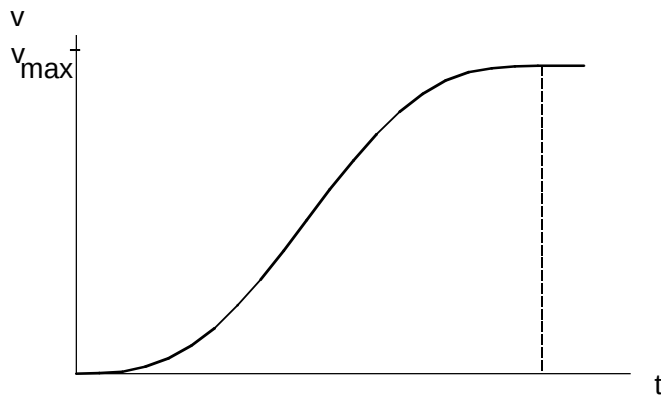
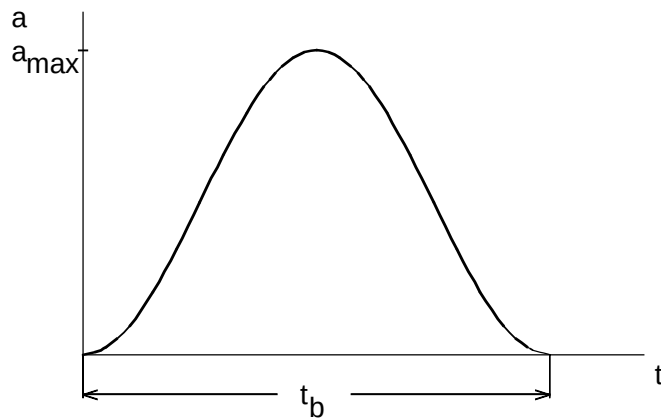
Im folgenden wird für den vorher beschriebenen Verfahrenvorgang anhand eines reinen Beschleunigungsantriebes beispielhaft der Verlauf des Motormomentes über der Drehzahl gezeigt. Das Motormoment muß dabei unterhalb der zulässigen Grenzen liegen (hier Grenzkurve für einen 1FK6-Motor). Verglichen wird das Motormoment bei $\sin^2$ -Verrundung mit dem Motormoment ohne Verrundung.



Vergleich mit und ohne Verrundung

Verrundung für ruckfreien Bewegungsablauf

Für einen ruckfreien Bewegungsablauf muß die Beschleunigung so vorgegeben werden, daß die Ableitung bei den Übergängen 0 ist. Dies wird z. B. mit einer $\sin^2$ -Funktion für die Beschleunigung erreicht.



Beschleunigung:

$$a = a_{\max} \cdot \sin^2(\omega \cdot t) \quad \text{für } 0 \leq t \leq t_b$$

mit

$$\omega = \frac{\pi}{t_b}$$

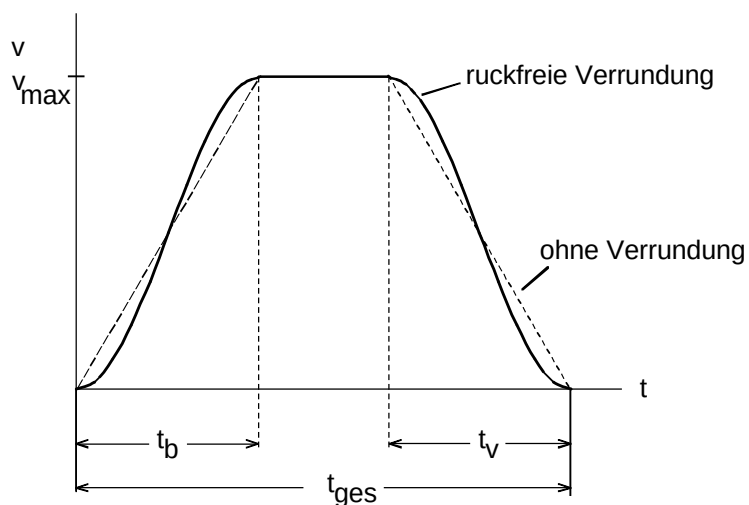
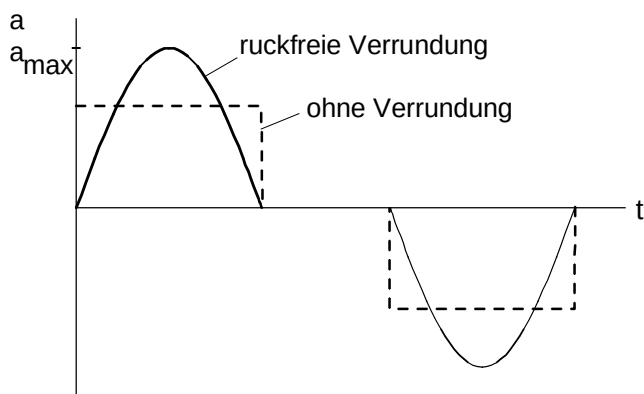
Geschwindigkeit:

$$v = v_{\max} \cdot \left(\frac{t}{t_b} - \frac{1}{2 \cdot \omega \cdot t_b} \cdot \sin(2 \cdot \omega \cdot t) \right) \quad \text{für } 0 \leq t \leq t_b$$

mit

$$v_{\max} = \frac{1}{2} \cdot a_{\max} \cdot t_b$$

Es sollen jetzt die Verhältnisse ohne Verrundung (rechteckförmige Beschleunigung) mit Verrundung für ruckfreien Bewegungsablauf ($\sin^2$ -förmige Beschleunigung) miteinander verglichen werden. Vorausgesetzt wird dabei jeweils ein Verfahrensvorgang mit gleichem Weg, gleicher Fahrzeit und gleicher maximaler Geschwindigkeit.



Vergleich Fahrkurve mit und ohne Verrundung

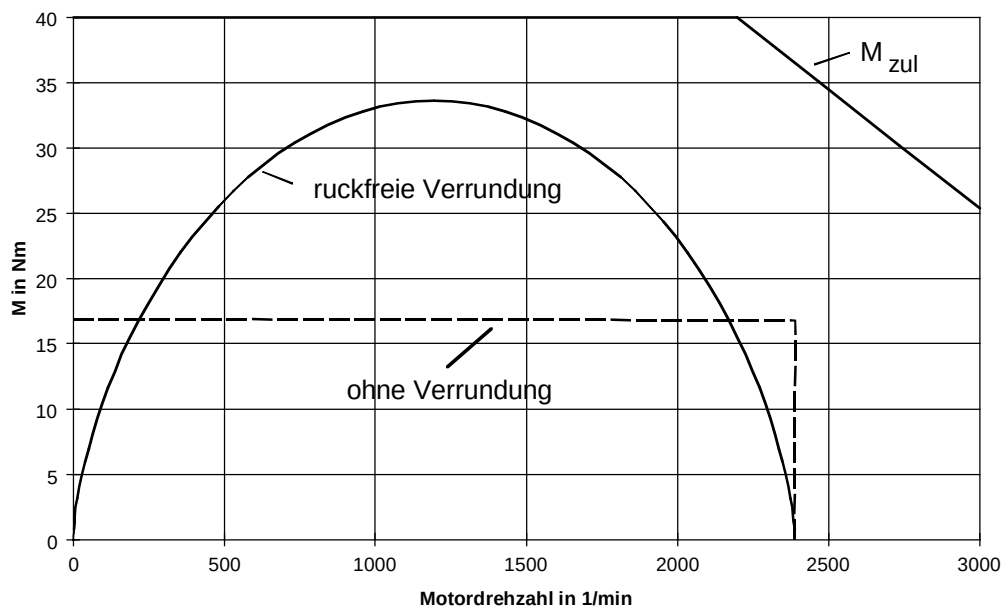
Die Fläche unter der Fahrkurve v entspricht dem Weg s_{ges} . Es ist hier $t_b = t_v$.

Mit

$$a_{\text{max}} = 2 \cdot \frac{v_{\text{max}}}{t_b}$$

ergibt sich bei gleichem Weg s_{ges} , gleicher Fahrzeit t_{ges} und gleicher maximaler Geschwindigkeit v_{max} der doppelte Beschleunigungswert gegenüber der Fahrkurve ohne Verrundung. Bei einem reinen Beschleunigungsantrieb würde sich damit auch das Motormoment verdoppeln (Motorauslegung) und entsprechend diesem Moment auch der Motorstrom (UmrichterAuslegung). Das maximale Motormoment tritt aber nur bei halber maximaler Motordrehzahl auf.

Im folgenden wird für den vorher beschriebenen Verfahrensvorgang anhand eines reinen Beschleunigungsantriebes beispielhaft der Verlauf des Motormomentes über der Drehzahl gezeigt. Das Motormoment muß dabei unterhalb der zulässigen Grenzen liegen (hier Grenzkurve für einen 1FK6-Motor). Verglichen wird das Motormoment bei $\sin^2$ -Verrundung mit dem Motormoment ohne Verrundung.



Vergleich Motormoment mit und ohne Verrundung

Zusammenfassung

Wird bei einem Positionierantrieb der gleiche Verfahrensvorgang mit und ohne Verrundung betrachtet, so ergibt sich, daß bei gleicher Positionierzeit und gleicher maximaler Geschwindigkeit die Fahrkurve mit Verrundung eine höhere Beschleunigung und Verzögerung erfordert. Damit erhöht sich auch das Motormoment und der Motorstrom. Wegen des höheren Motormomentes erhöht sich auch das Effektivmoment. Unter Umständen muß ein größerer Motor und ein größerer Umrichter gewählt werden.

Durch eine entsprechende Vergrößerung der Beschleunigungszeit und der Verzögerungszeit kann die Beschleunigung und Verzögerung wieder reduziert werden. Dadurch vergrößert sich natürlich auch die Positionierzeit.

Bei quadratischer Verrundung und $\sin^2$ -Verrundung werden Sprünge in der Beschleunigung vermieden, ein völlig ruckfreier Bewegungsablauf ergibt sich damit aber nicht. Dies wird erst mit der $\sin^2$ -förmigen Beschleunigungsvorgabe erreicht. Diese Art der Beschleunigungsvorgabe hat neben dem doppelten Wert für die Beschleunigung aber auch die größte Erhöhung des Effektivwertes zur Folge.

4.7 Mögliche Bremsmomente aufgrund von Systemverlusten

4.7.1 Allgemeines

Normalerweise wird die beim Bremsen entstehende Bremsenergie entweder über einen Bremswiderstand abgebaut, ins Netz zurückgespeist oder bei dem Verfahren der Gleichstrombremsung im Motor selbst umgesetzt. Die Möglichkeit der Speicherung von Bremsenergie im Zwischenkreiskondensator ist nur sehr begrenzt. Hierzu als Beispiel ein 4poliger 55 kW Motor an einem 55 kW Umrichter mit 400 V Anschlußspannung. Mit

$$J_{Mot} = 0,79 \text{ kgm}^2 \quad \text{Trägheitsmoment des Motors}$$

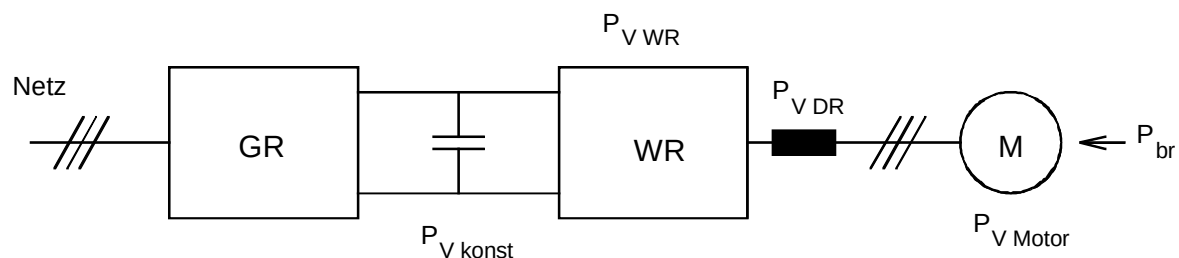
$$C_{ZK} = 9 \text{ mF} \quad \text{Zwischenkreiskapazität des Umrichters}$$

ergibt sich für die kinetische Energie W_{kin} zum Stillsetzen des Motors und die speicherbare Energie W_C im Zwischenkreiskondensator:

$$W_{kin \text{ Mot}} = \frac{1}{2} \cdot J_{Mot} \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot n_{Mot}}{60} \right)^2 = \frac{1}{2} \cdot 0,79 \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot 1475}{60} \right)^2 = 9424 \text{ Ws}$$

$$W_C = \frac{1}{2} \cdot C_{ZK} \cdot (U_{ZK \max}^2 - U_{ZK n}^2) = \frac{1}{2} \cdot 9 \cdot 10^{-3} \cdot (800^2 - 530^2) = 1616 \text{ Ws}$$

Nur über die speicherbare Energie im Zwischenkreiskondensator kann ohne Berücksichtigung der Verluste also noch nicht einmal der Motor allein stillgesetzt werden. Im folgenden wird daher das mögliche Bremsmoment über eine Betrachtung der Verlustbilanz ermittelt. Zur Veranschaulichung dient das folgende Bild.



Die am Motor auftretende Bremsleistung darf nicht größer sein als die Summe der Verluste im Motor, in der Ausgangsdrossel, im Wechselrichter und in der Stromversorgung (Konstantverluste). Es muß also gelten:

$$P_{V\,Mot} + P_{V\,Dr} + P_{V\,WR} + P_{V\,konst} \geq P_{br}$$

Mit

$$P_{br} = \frac{M_{br} \cdot n_{Mot}}{9550}$$

erhält man:

$$M_{br} \leq \frac{(P_{V\,Mot} + P_{V\,Dr} + P_{V\,WR} + P_{V\,konst}) \cdot 9550}{n_{Mot}}$$

Eine gewisse Schwierigkeit besteht nun darin, daß die Wechselrichterverluste lastabhängig und die Motorverluste und Drosselverluste lastabhängig und drehzahlabhängig sind. Bei kleiner werdender Drehzahl verringern sich die Eisenverluste des Motors und der Drossel während die stromabhängigen Verluste von Motor, Drossel und Wechselrichter wegen des größer werdenden Bremsmomentes ansteigen. In erster Näherung wird daher die Summe der Verluste als konstant angenommen. Da die zu erwartenden Bremsmomente bei Nenndrehzahl klein sind, wird ein Arbeitspunkt in der Nähe des Motorleerlaufes angenommen. Als Motorstrom kann dann mit dem Magnetisierungsstrom gerechnet werden. Damit ergeben sich bei Nenndrehzahl mit obiger Formel für das Bremsmoment brauchbare Ergebnisse. Mit abnehmender Drehzahl wird die Rechnung zunehmend ungenauer.

Für $I_{Mot} \approx I_{mag}$ können die Verluste bei Nenndrehzahl folgendermaßen abgeschätzt werden:

$$P_{V\,Mot} \approx 0,4...0,5 \cdot P_{V\,Mot\,n} = 0,4...0,5 \cdot P_{Mot\,n} \cdot \left(\frac{1}{\eta_{Mot\,n}} - 1 \right)$$

$$P_{V\,Dr} \approx P_{V\,Cu\,n} \cdot \left(\frac{I_{mag}}{I_{Dr\,n}} \right)^2 + P_{V\,Fe\,n}$$

$$P_{V\,WR} \approx (P_{V\,D\,n} + P_{V\,Sch\,n} \cdot \frac{0,93}{3} \cdot \left(\frac{500}{400} \right)^2) \cdot \frac{I_{mag}}{I_{U\,n}}$$

Die Konstantverluste setzen sich zusammen aus den Verlusten der Stromversorgung, Umschaltungsverluste in den ZK-Kondensatoren und bei kleinen Geräten zusätzlich aus den Verlusten des Gleichstromlüfters.

Beispiele für die Verluste und Bremsmomente bei Nenndrehzahl

Für einen 4poligen 5,5 kW Motor mit Ausgangsdrossel an einem 5,5 kW Umrichter mit 400 V Anschlußspannung erhält man für die Verluste:

$$\sum P_V \approx 0,58 \text{ kW}$$

bzw. für das Drehmoment bei Nenndrehzahl:

$$M_{br} \approx \frac{\sum P_V \cdot 9550}{n_n} = \frac{0,58 \cdot 9550}{1450} = 3,82 \text{ Nm}$$

Dies entspricht 10,6% des Nennmomentes.

Für einen 4poligen 55 kW Motor mit Ausgangsdrossel an einem 55 kW Umrichter mit 400 V Anschlußspannung erhält man für die Verluste:

$$\sum P_V \approx 2,07 \text{ kW}$$

bzw. für das Drehmoment bei Nenndrehzahl:

$$M_{br} \approx \frac{\sum P_V \cdot 9550}{n_n} = \frac{2,07 \cdot 9550}{1475} = 13,4 \text{ Nm}$$

Dies entspricht 3,8% des Nennmomentes.

Das mögliche Bremsmoment wird also mit größer werdender Leistung geringer.

Berechnung der Bremszeit bei einem reinen Schwungmassenantrieb

Hier ist

$$M_{br} = -J_{ges} \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{dn}{dt}$$

Bei konstantem Bremsmoment ergibt sich eine lineare Bremsrampe mit

$$t_{br} = \frac{J_{ges} \cdot \pi \cdot n_{max}}{30 \cdot M_{br}}$$

Wird nun für M_{br} die über die Verluste ermittelte Beziehung

$$M_{br} = \frac{\sum P_V \cdot 9550}{n} = \frac{\sum P_V \cdot 9550}{n_{max}} \cdot \frac{n_{max}}{n} = M_{br\ n_{max}} \cdot \frac{n_{max}}{n}$$

eingesetzt, so erhält man für t als Funktion von n :

$$t = -\frac{J_{ges} \cdot \pi}{30 \cdot M_{br\ n_{max}} \cdot n_{max}} \cdot \int_{n_{max}}^n n \, dn = \frac{J_{ges} \cdot \pi}{60 \cdot M_{br\ n_{max}} \cdot n_{max}} \cdot (n_{max}^2 - n^2)$$

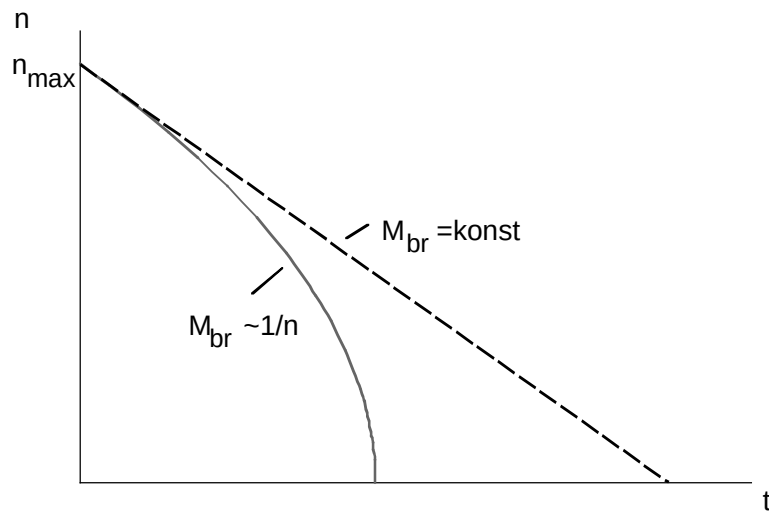
bzw.

$$t_{br} = \frac{J_{ges} \cdot \pi \cdot n_{max}}{60 \cdot M_{br\ n_{max}}}$$

Für die Motordrehzahl in Abhängigkeit der Zeit ergibt sich:

$$n = \sqrt{n_{max}^2 - \frac{60 \cdot M_{br\ n_{max}} \cdot n_{max}}{J_{ges} \cdot \pi} \cdot t}$$

Die Bremszeit mit dem $\sim 1/n$ angenommenen Bremsmoment ist also gerade halb so groß wie bei konstantem Bremsmoment. Es wird dabei davon ausgegangen, daß die $U_{d\ max}$ -Regelung automatisch für eine Rücklauframpe gemäß der Wurfelfunktion sorgt.



Beispiel für eine Bremskurve bei einem reinen Schwungmassenantrieb

Berechnung der Bremszeit bei einem Lüfterantrieb

Hier ist

$$M_{br} + M_{Last} = -J_{ges} \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{dn}{dt}$$

Für das Lastmoment des Lüfters wird gesetzt:

$$M_{Last} = M_{Last\ max} \cdot \left(\frac{n}{n_{max}}\right)^2$$

Mit

$$M_{br} = M_{br\ n_{max}} \cdot \frac{n_{max}}{n}$$

erhält man dann für t als Funktion von n:

$$t = -\frac{J_{ges} \cdot \pi}{30} \cdot \int_{n_{max}}^n \frac{dn}{M_{br\ n_{max}} \cdot \frac{n_{max}}{n} + M_{Last\ max} \cdot \left(\frac{n}{n_{max}}\right)^2}$$

$$= \frac{J_{ges} \cdot \pi \cdot n_{max}^2}{30 \cdot M_{Last\ max}} \cdot \left[\frac{1}{6 \cdot a} \cdot \left(\ln \frac{|a^2 - a \cdot n_{max} + n_{max}^2|}{(a + n_{max})^2} - \ln \frac{|a^2 - a \cdot n + n^2|}{(a + n)^2} \right) + \frac{1}{a \cdot \sqrt{3}} \cdot \left(\arctan\left(\frac{2 \cdot n_{max} - a}{a \cdot \sqrt{3}}\right) - \arctan\left(\frac{2 \cdot n - a}{a \cdot \sqrt{3}}\right) \right) \right]$$

bzw.

$$t_{br} = \frac{J_{ges} \cdot \pi \cdot n_{max}^2}{30 \cdot M_{Last\ max}} \cdot \left[\frac{1}{6 \cdot a} \cdot \ln \frac{|a^2 - a \cdot n_{max} + n_{max}^2|}{(a + n_{max})^2} + \frac{1}{a \cdot \sqrt{3}} \cdot \left(\arctan\left(\frac{2 \cdot n_{max} - a}{a \cdot \sqrt{3}}\right) + \frac{\pi}{6} \right) \right]$$

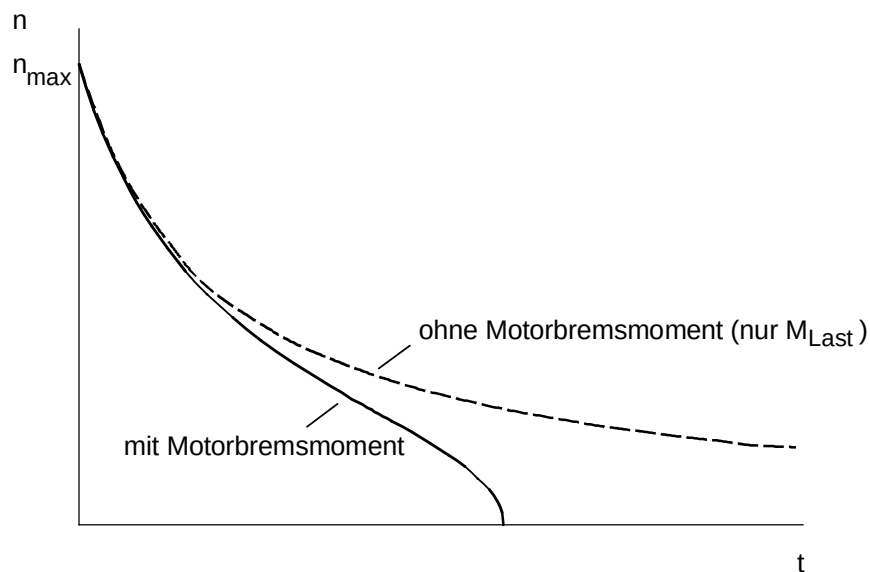
Mit

$$a = n_{max} \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{br\ n_{max}}}{M_{Last\ max}}}$$

Ohne Berücksichtigung des Motorbremsmomentes ergibt sich für die Drehzahl als Funktion der Zeit:

$$n = \frac{1}{\frac{1}{n_{max}} + \frac{30 \cdot M_{Last\ max} \cdot t}{J_{ges} \cdot \pi \cdot n_{max}^2}}$$

Drehzahl Null wird also in diesem Fall nur für $t \rightarrow \infty$ erreicht.



Beispiel für eine Bremskurve bei einem Lüfterantrieb

Zusammenfassung

Mit der Methode der Bremsung über die Verluste können im Nennpunkt nur geringe Bremsmomente erzielt werden (ca. 2 bis 10% M_n abhängig von der Motorgröße). Diese Methode ist daher nur dort einsetzbar, wo es einerseits nicht auf kurze Bremszeiten ankommt aber andererseits wegen großer Schwungmassen und geringer Reibungsverluste Auslaufzeiten im Minutenbereich zustande kommen. Dies trifft z. B. auf große Lüfterantriebe zu. Hier wirkt zwar zunächst bei höheren Drehzahlen das Lastmoment bremsend, dieses nimmt aber mit n^2 ab.

4.7.2 Bremszeit bei einem Lüfterantrieb

Für einen 200 kW Lüfterantrieb mit 4poligem Motor 1LA6 317-4.. und 200 kW Umrichter an 400 V soll die Bremszeit abgeschätzt werden. Es ist kein Bremswiderstand vorhanden.

Daten des Antriebes

Motornennstrom	$I_{\text{Motor n}}$	= 345 A
Motornennmoment	$M_{\text{Mot n}}$	= 1280 Nm
Motorwirkungsgrad für Umrichterbetrieb	η_{Motor}	= 0,95
Magnetisierungsstrom Motor	I_{mag}	= 107 A
Trägheitsmoment Motor	J_{mot}	= 4,2 kgm ²
Umrichternennstrom	$I_{\text{U n}}$	= 370 A
Leistungsbedarf bei n_{max}	P_{max}	= 196 kW
Maximaldrehzahl des Lüfters	n_{max}	= 1485 min ⁻¹
Trägheitsmoment des Lüfters	J_{Last}	= 75 kgm ²

Ermittlung der Verluste bei n_{max} mit $I_{\text{Mot}}=I_{\text{mag}}$ (Werte für den Umrichter aus dem Projektierungshandbuch Umrichter)

$$P_{V \text{ Mot}} \approx 0,4 \cdot P_{\text{Mot n}} \cdot \left(\frac{1}{\eta_{\text{Mot n}}} - 1 \right) = 0,4 \cdot 200 \cdot \left(\frac{1}{0,95} - 1 \right) = 4,2 \text{ kW}$$

$$P_{V \text{ Dr}} \approx P_{V \text{ Cu n}} \cdot \left(\frac{I_{\text{mag}}}{I_{\text{Dr n}}} \right)^2 + P_{V \text{ Fe n}} = 0,138 \cdot \left(\frac{107}{370} \right)^2 + 0,088 = 0,1 \text{ kW}$$

$$P_{V \text{ WR}} \approx (P_{V \text{ D n}} + P_{V \text{ Sch n}} \cdot \frac{0,93}{3} \cdot \left(\frac{500}{400} \right)^2) \cdot \frac{I_{\text{mag}}}{I_{\text{U n}}} = (3,02 + 0,89 \cdot \frac{0,93}{3} \cdot \left(\frac{500}{400} \right)^2) \cdot \frac{107}{370} = 1 \text{ kW}$$

$$P_{V \text{ konst}} \approx 0,15 \text{ kW} \quad (\text{Lüfterverluste wurden abgezogen})$$

Die Summe der Verluste beträgt also

$$\sum P_V = 5,45 \text{ kW}$$

Mit diesen als konstant angenommenen Verlusten wird jetzt die Bremszeit berechnet. Es wird dabei davon ausgegangen, daß die $U_{\text{d max}}$ -Regelung automatisch die Rücklaufspanne bestimmt.

Maximales Lastmoment:

$$M_{Last\ max} = \frac{P_{max} \cdot 9550}{n_{max}} = \frac{196 \cdot 9550}{1485} = 1260\ Nm$$

Bremsmoment des Motors bei n_{max} :

$$M_{br\ n_{max}} = \frac{\sum P_v \cdot 9550}{n_{max}} = \frac{5,45 \cdot 9550}{1485} = 35\ Nm$$

Das Verhältnis des Bremsmomentes zum Motornennmoment bei n_{max} beträgt also:

$$\frac{M_{br\ n_{max}}}{M_{Mot\ n}} = \frac{35}{1280} = 0,0273 = 2,73\%$$

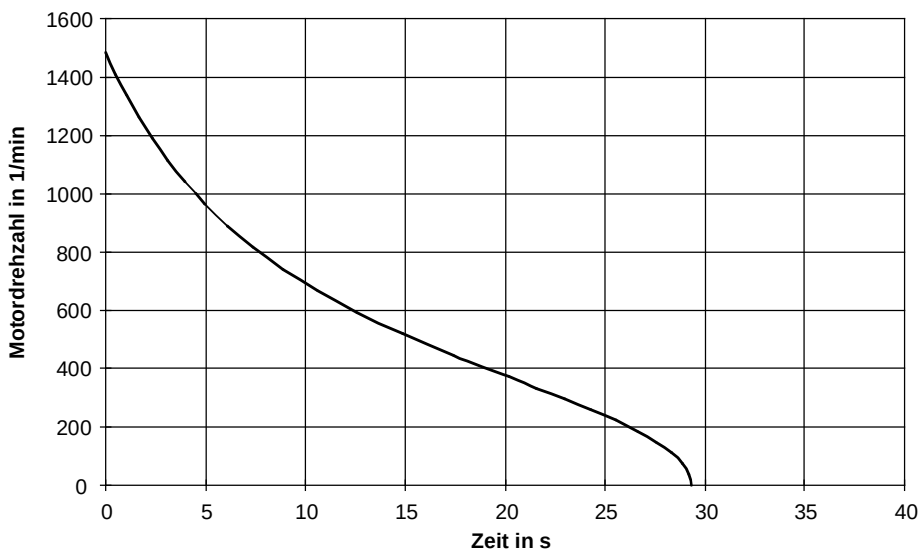
Dieses Bremsmoment ist bei n_{max} klein gegenüber dem ebenfalls bremsend wirkenden Lastmoment des Lüfters. Erst bei kleineren Drehzahlen wirkt sich die Bremsung über die Verluste aus.

Berechnung der Bremszeit

$$a = n_{max} \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{br\ n_{max}}}{M_{Last\ max}}} = 1485 \cdot \sqrt[3]{\frac{35}{1260}} = 449,74\ min^{-1}$$

$$t_{br} = \frac{J_{ges} \cdot \pi \cdot n_{max}^2}{30 \cdot M_{Last\ max}} \cdot \left[\frac{1}{6 \cdot a} \cdot \ln \left| \frac{a^2 - a \cdot n_{max} + n_{max}^2}{(a + n_{max})^2} \right| + \frac{1}{a \cdot \sqrt{3}} \cdot \left(\arctan\left(\frac{2 \cdot n_{max} - a}{a \cdot \sqrt{3}}\right) + \frac{\pi}{6} \right) \right]$$

$$= \frac{79,2 \cdot \pi \cdot 1485^2}{30 \cdot 1260} \cdot \left[\frac{1}{6 \cdot 449,74} \cdot \ln \left| \frac{449,74^2 - 449,74 \cdot 1485 + 1485^2}{(449,74 + 1485)^2} \right| + \frac{1}{449,74 \cdot \sqrt{3}} \cdot \left(\arctan\left(\frac{2 \cdot 1485 - 449,74}{449,74 \cdot \sqrt{3}}\right) + \frac{\pi}{6} \right) \right] = 29,32\ s$$



Bremskurve für den Lüfterantrieb

Abschätzung des Einflusses der speicherbaren Energie im ZK-Kondensator

Die U_{dmax} -Regelung begrenzt die ZK-Spannung im Generatorbetrieb auf folgenden Wert:

$$U_{ZK \max} = 1,19 \cdot \sqrt{2} \cdot U_{Netz} = 1,19 \cdot \sqrt{2} \cdot 400 = 675 \text{ V}$$

Für die speicherbare Energie im Zwischenkreiskondensator gilt dann mit $C_{ZK}=18,8 \text{ mF}$:

$$W_C = \frac{1}{2} \cdot C_{ZK} \cdot (U_{ZK \max}^2 - U_{ZK n}^2) = \frac{1}{2} \cdot 18,8 \cdot 10^{-3} \cdot (675^2 - 530^2) = 1,64 \text{ kWs}$$

Für die mittlere im Kondensator aufnehmbare Leistung während der Bremsung ergibt sich:

$$P_{Cm} = \frac{W_C}{t_{br}} = \frac{1,64}{29,32} = 0,056 \text{ kW}$$

Dieser Anteil ist gering gegenüber den Gesamtverlusten von 5,45 kW und kann für die Rechnung also tatsächlich vernachlässigt werden.

Vergleich mit der Gleichstrombremsung

Zum Vergleich sollen jetzt noch für diesen Lüfterantrieb die mit Hilfe der Gleichstrombremsung möglichen Bremsmomente abgeschätzt werden.

Für das Bremsmoment bei Gleichstrombremsung kann gesetzt werden:

$$M_{br} \approx M_a \cdot \left(\frac{I_1}{I_a}\right)^2 \cdot \frac{1}{s + \frac{R_2^2}{X_h^2 \cdot s}}$$

mit

$$s = \frac{n}{n_s} \quad \text{Schlupf bei Bremsung}$$

n_s synchrone Drehzahl

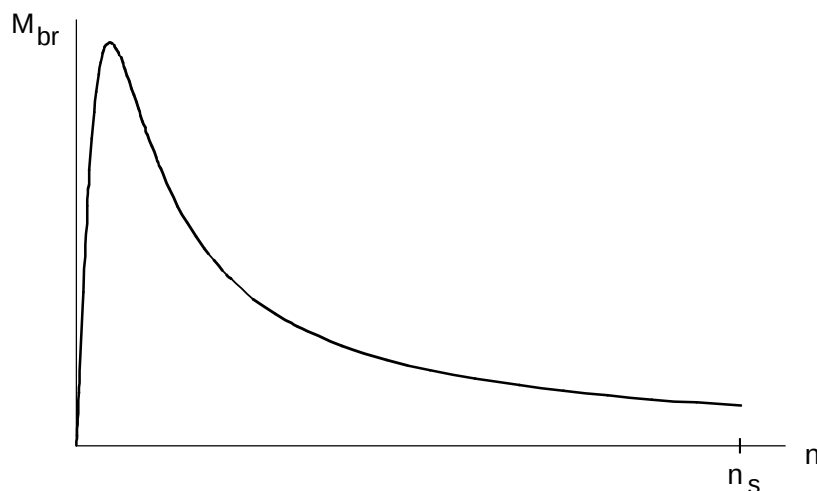
I_a Anzugsstrom

M_a Anzugsmoment

I_1 äquivalenter Drehstrom zur Erzeugung des Bremsmomentes

I_1 lässt sich folgendermaßen in einen Bremsgleichstrom I_g umrechnen:

$$I_1 = \sqrt{\frac{2}{3}} \cdot I_g$$



Beispiel für eine Bremsmomentkurve bei Gleichstrombremsung

Für nicht zu kleine Drehzahlen lässt sich das Bremsmoment abschätzen zu:

$$M_{br} \approx M_a \cdot \left(\frac{I_1}{I_a}\right)^2 \cdot \frac{n_s}{n} = M_a \cdot \frac{2}{3} \cdot \left(\frac{I_g}{I_a}\right)^2 \cdot \frac{n_s}{n} \sim \frac{1}{n}$$

Man erhält also wie bei der Bremsung über die Verluste ein zu $1/n$ proportionales Bremsmoment. Damit lässt sich das Bremsmoment für den 200 kW Motor bei Nenndrehzahl berechnen. Mit

$$I_a = 7 \cdot I_n = 7 \cdot 345 = 2415 \text{ A}$$

$$M_a = 2,7 \cdot M_n = 2,7 \cdot 1280 = 3456 \text{ Nm}$$

$$I_g = I_{Un} = 370 \text{ A} \quad (\text{Bremsen mit Umrichternennstrom})$$

erhält man bei Nenndrehzahl ($n_n \approx n_s$)

$$M_{br} \approx 3456 \cdot \frac{2}{3} \cdot \left(\frac{370}{2415}\right)^2 = 54 \text{ Nm}$$

Das mit Umrichternennstrom und Gleichstrombremsung erzielbare Bremsmoment ist also etwas größer als das über die Verluste berechnete Bremsmoment (35 Nm).

Abschätzung der Bremszeit

$$a = n_{\max} \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{br n_{\max}}}{M_{Last \max}}} = 1485 \cdot \sqrt[3]{\frac{54}{1260}} = 519,68 \text{ min}^{-1}$$

$$\begin{aligned} t_{br} &\approx \frac{J_{ges} \cdot \pi \cdot n_{\max}^2}{30 \cdot M_{Last \max}} \cdot \left[\frac{1}{6 \cdot a} \cdot \ln \frac{a^2 - a \cdot n_{\max} + n_{\max}^2}{(a + n_{\max})^2} + \frac{1}{a \cdot \sqrt{3}} \cdot \left(\arctan\left(\frac{2 \cdot n_{\max} - a}{a \cdot \sqrt{3}}\right) + \frac{\pi}{6} \right) \right] \\ &= \frac{79,2 \cdot \pi \cdot 1485^2}{30 \cdot 1260} \cdot \left[\frac{1}{6 \cdot 519,68} \cdot \ln \frac{519,68^2 - 519,68 \cdot 1485 + 1485^2}{(519,68 + 1485)^2} \right. \\ &\quad \left. + \frac{1}{519,68 \cdot \sqrt{3}} \cdot \left(\arctan\left(\frac{2 \cdot 1485 - 519,68}{519,68 \cdot \sqrt{3}}\right) + \frac{\pi}{6} \right) \right] = 24,1 \text{ s} \end{aligned}$$

Wegen des etwas größeren Bremsmomentes ergibt sich auch eine etwas kleinere Bremszeit. Im Unterschied zur Bremsung über die Verluste wird bei der Gleichstrombremsung die gesamte Motorbremsleistung im Läufer umgesetzt. Zusätzlich treten noch Ständerkupferverluste durch die Gleichstromspeisung auf.

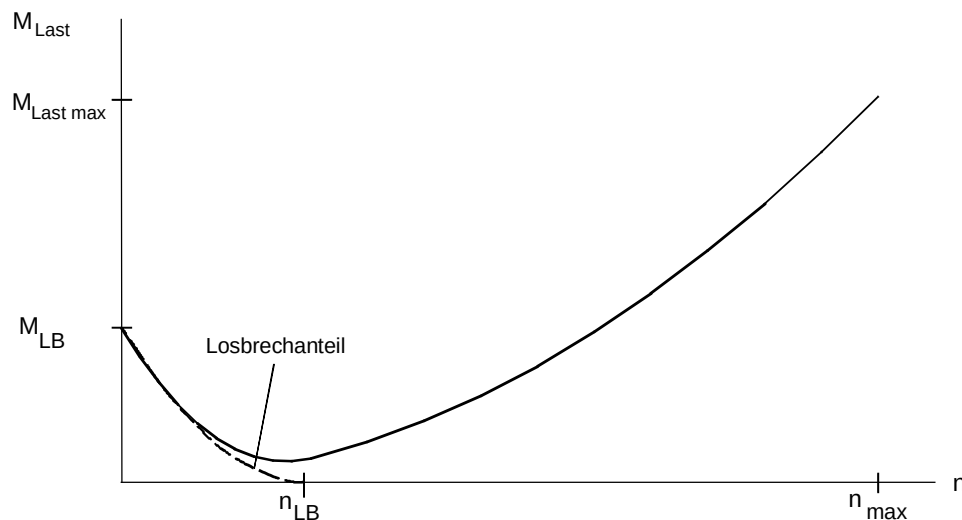
4.8 Minimale Hochlaufzeit bei Lüfterantrieben mit linearem Hochlauf

4.8.1 Allgemeines

Es soll der lineare Hochlauf eines Lüfterantriebes mit quadratischer Lastmomentkennlinie betrachtet werden. Beim Anlauf soll zusätzlich ein quadratisch abnehmendes Losbrechmoment wirken. Für das Lastmoment in Abhängigkeit von der Drehzahl n kann dann gesetzt werden:

$$M_{Last} = M_{Last\ max} \cdot \left(\frac{n}{n_{max}}\right)^2 + M_{LB} \cdot \left(1 - \frac{n}{n_{LB}}\right)^2 \quad 0 \leq n \leq n_{LB}$$

$$M_{Last} = M_{Last\ max} \cdot \left(\frac{n}{n_{max}}\right)^2 \quad n_{LB} \leq n \leq n_{max}$$



Beispiel für eine Lastmomentkurve mit Losbrechmoment

Das max. Motormoment während des Hochlaufes erhält man mit $M_{LB} < M_{Last\ max}$ zu

$$M_{Mot\ max} = (J_{Mot} + J_{Last}) \cdot \alpha + M_{Last\ max}$$

mit

$$\alpha = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{max}}{60 \cdot t_H}$$

Damit ergibt sich die minimale Hochlaufzeit zu:

$$t_H = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{max} \cdot (J_{Mot} + J_{Last})}{60 \cdot (M_{Mot\ max} - M_{Last\ max})}$$

Bei gegebenem Umrichter erhält man nun das max. Motormoment über den max. zulässigen Umrichterstrom $I_{U \max} = I_{Mot \max}$ zu:

$$M_{Mot \max} = \frac{M_{Mot n}}{kn} \cdot \sqrt{\frac{I_{U \max}^2 - \left(\frac{I_{mag}}{kn}\right)^2}{I_{Mot n}^2 - I_{mag}^2}}$$

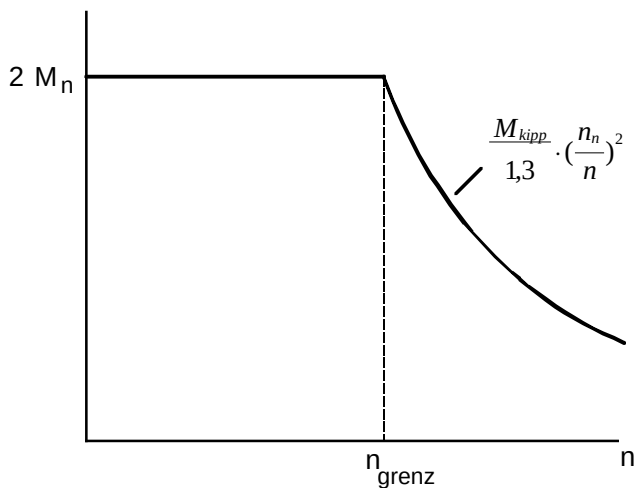
$kn = 1$ für $n_{\max} \leq n_n$ Konstantflußbereich

$kn = \frac{n_{\max}}{n_n}$ für $n_{\max} > n_n$ Feldschwächbereich

Das max. Motormoment sollte aus Stabilitätsgründen nicht größer als $2 M_n$ sein. Weiterhin muß bei Betrieb im Feldschwächbereich bei $n_{\max}$ genügend Abstand zur Kippgrenze eingehalten werden:

$$M_{Mot \max} \leq \frac{M_{kipp}}{1,3} \cdot \left(\frac{n_n}{n_{\max}}\right)^2$$

Das max. Motormoment muß also insgesamt unterhalb der folgenden Kennlinie liegen:



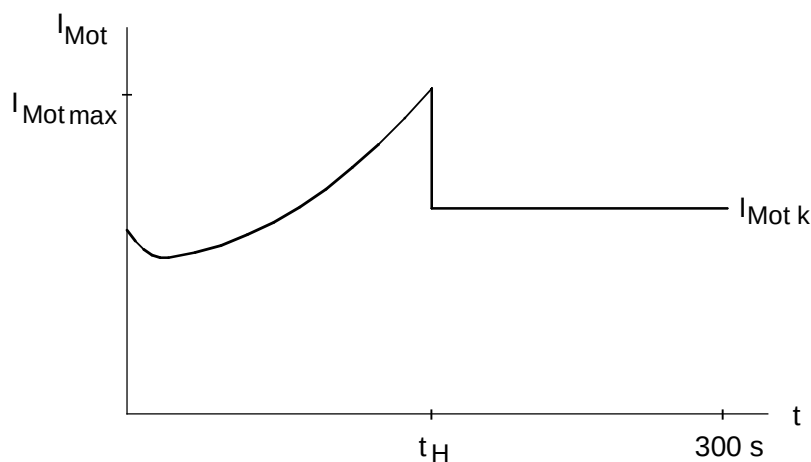
Dabei ist

$$n_{\text{grenz}} = n_n \cdot \sqrt{\frac{M_{kipp}}{2 \cdot M_{Mot n} \cdot 1,3}}$$

Jetzt muß noch überprüft werden ob der Effektivwert des Motorstromes (entspricht dem Effektivwert des Umrichterstromes) während des Hochlaufes kleiner oder gleich dem Umrichternennstrom ist. Der Effektivwert des Motorstromes wird in einem 300 s-Intervall berechnet. Für $t_H \leq 300$ s gilt:

$$I_{eff} = \sqrt{\frac{\int_0^{300 \text{ s}} I_{Mot}^2 \cdot dt}{300 \text{ s}}} = \sqrt{\frac{\int_0^{t_H} I_{Mot}^2 \cdot dt + I_{Mot k}^2 \cdot (300 \text{ s} - t_H)}{300 \text{ s}}}$$

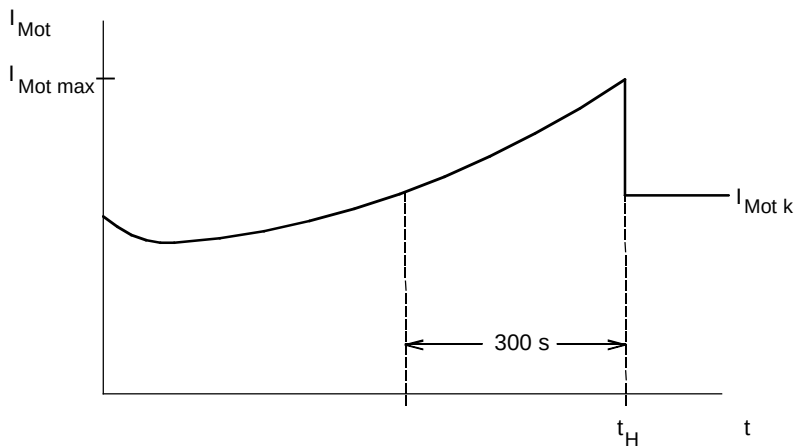
$I_{Mot k}$: konstanter Motorstrom im Arbeitspunkt $M_{Mot} = M_{Last \text{ max}}$



Beispiel für den Verlauf des Motorstromes ($t_H \leq 300$ s)

Falls die Hochlaufzeit t_H größer als 300 s sein sollte wird für den maximalen Effektivwert während des Hochlaufes das Intervall von $t_H - 300$ s bis t_H zur Berechnung herangezogen. Dann ergibt sich der Effektivwert zu:

$$I_{eff \text{ max}} = \sqrt{\frac{\int_{t_H - 300 \text{ s}}^{t_H} I_{Mot}^2 \cdot dt}{300 \text{ s}}}$$



Beispiel für den Verlauf des Motorstromes ($t_H > 300$ s)

Zur Berechnung des Effektivwertes muß der Motorstrom als Funktion der Zeit ermittelt werden. Der Motorstrom ergibt sich über das Motormoment zu:

$$I_{Mot} = I_{Mot n} \cdot \sqrt{\left(\frac{M_{Mot}}{M_{Mot n}}\right)^2 \cdot \left(1 - \left(\frac{I_{mag}}{I_{Mot n}}\right)^2\right) \cdot kn^2 + \left(\frac{I_{mag}}{I_{Mot n}}\right)^2 \cdot \frac{1}{kn^2}}$$

$$kn = 1 \quad \text{für} \quad n \leq n_n$$

$$kn = \frac{n}{n_n} \quad \text{für} \quad n > n_n$$

Für das Motormoment während des Hochlaufes gilt:

$$M_{Mot} = (J_{Mot} + J_{Last}) \cdot \alpha + M_{Last}(n)$$

Nach Beendigung des Hochlaufes ist

$$M_{Mot} = M_{Last \max}$$

Für $M_{Last}(n)$ und α gelten die schon am Anfang aufgestellten Beziehungen. Es wird nun für n gesetzt:

$$n = n_{\max} \cdot \frac{t}{t_H} \quad (\text{linearer Hochlauf})$$

Damit ist der Motorstrom als Funktion der Zeit bekannt. Die Berechnung des Effektivwertes erfolgt für $t_H \leq 300$ s in 4 Bereichen:

$$0 \leq t \leq \frac{n_{LB}}{n_{max}} \cdot t_H \quad \text{Losbrechen, Konstantflußbereich}$$

$$\frac{n_{LB}}{n_{max}} \cdot t_H < t \leq \frac{n_n}{n_{max}} \cdot t_H \quad \text{Konstantflußbereich}$$

$$\frac{n_n}{n_{max}} \cdot t_H < t \leq t_H \quad \text{Feldschwächbereich (falls vorhanden)}$$

$$t_H < t \leq 300 \text{ s} \quad \text{stationär mit } M_{Mot} = M_{Last \max}$$

Für $t_H > 300$ s entfällt der letzte Bereich und der Startpunkt für die Berechnung fällt in einen der ersten 3 Bereiche.

Die Auswertung des Integrals zur Berechnung des Effektivwertes erfolgt numerisch über eine Excel-Tabelle. Zusätzlich dient die Tabelle der Kurvenausgabe als Excel-Grafik.

i	t_i	n_i	$M_{Last \ i}$	$M_{Mot \ i}$	kn_i	$I_{Mot \ i}$	$\approx \int I_{Mot}^2 \cdot dt$
0	0	0	M_{LB}	..	1	..	0
1	..	..	..	..	..	..	..
2	..	..	..	..	..	..	..
..	$t(n_{LB})$	n_{LB}					
	$t(n_n)$	n_n			1		
	t_H	n_{max}	$M_{Last \ max}$	$M_{Mot \ max}$	n_i / n_n	$I_{Mot \ max}$	
m-1	t_H	n_{max}	$M_{Last \ max}$	$M_{Last \ max}$		$I_{Mot \ k}$	
m	300 s	n_{max}	$M_{Last \ max}$	$M_{Last \ max}$		$I_{Mot \ k}$	$I_{eff}^2 \cdot 300 \text{ s}$

Berechnungstabelle für $t_H \leq 300$ s

In der letzten Spalte wird gebildet:

$$\sum_{i=1}^{i=m} \left(\frac{I_{Mot \ i-1} + I_{Mot \ i}}{2} \right)^2 \cdot (t_i - t_{i-1})$$

Dies entspricht näherungsweise dem Ausdruck:

$$\int_0^{300\text{ s}} I_{Mot}^2 \cdot dt \quad \text{bzw.} \quad \int_0^{t_H} I_{Mot}^2 \cdot dt + I_{Mot\ k}^2 \cdot (300\text{ s} - t_H)$$

In der ersten Zeile (i=0) steht eine Null.

4.8.2 Beispiel

Es soll die minimale Hochlaufzeit bei linearem Hochlauf für einen Lüfterantrieb mit quadratisch abfallendem Losbrechmoment berechnet werden. Außerdem soll der Effektivwert des Umrichterstromes während des Hochlaufes überprüft werden. Die Leistung des 4poligen Lüftermotors beträgt 90 kW bei 400 V Anschlußspannung. Es wird ein Umrichter mit 90 kW eingesetzt.

Daten des Antriebes

Motornennleistung	$P_{Mot\ n}$	= 90 kW
Motornennmoment	$M_{Mot\ n}$	= 581 Nm
Motornennstrom	$I_{Mot\ n}$	= 160 A
Magnetisierungsstrom	I_{mag}	= 52,8 A
Motorenndrehzahl	n_n	= 1480 min ⁻¹
max. Drehzahl	n_{max}	= 1600 min ⁻¹
Motorträgheitsmoment	J_{Mot}	= 1,6 kgm ²
Kippmoment	M_{kip}	= 1568,7 Nm
Lastträgheitsmoment	J_{Last}	= 200 kgm ²
max. Lastmoment	$M_{Last\ max}$	= 500 Nm
Losbrechmoment des Lüfters	M_{LB}	= 100 Nm
Losbrechdrehzahl des Lüfters	n_{LB}	= 200 min ⁻¹
Umrichternennstrom	$I_{U\ n}$	= 186 A
max. Umrichterstrom	$I_{U\ max}$	= 253 A

Das max. Motormoment ergibt sich mit

$$kn = \frac{n_{max}}{n_n} = \frac{1600}{1480} = 1,081$$

zu

$$M_{Mot\ max} = \frac{M_{Mot\ n}}{kn} \cdot \sqrt{\frac{I_{U\ max}^2 - \left(\frac{I_{mag}}{kn}\right)^2}{I_{Mot\ n}^2 - I_{mag}^2}} = \frac{581}{1,081} \cdot \sqrt{\frac{253^2 - \left(\frac{52,8}{1,081}\right)^2}{160^2 - 52,8^2}} = 883,3\ Nm < 2 \cdot M_{Mot\ n}$$

Damit erhält man die minimale Hochlaufzeit:

$$t_H = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{max} \cdot (J_{Mot} + J_{Last})}{60 \cdot (M_{Mot\ max} - M_{Last\ max})} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 1600 \cdot (1,6 + 200)}{60 \cdot (883,3 - 500)} = 88,13\ s < 300\ s$$

Überprüfung der Kippgrenze:

$$\frac{M_{\text{kipp}}}{1,3} \cdot \left(\frac{n_n}{n_{\text{max}}}\right)^2 = \frac{1568,7}{1,3} \cdot \left(\frac{1480}{1600}\right)^2 = 1032,5 \text{ Nm} > M_{\text{Mot max}}$$

Zur Berechnung des Effektivwertes wird hier der Drehzahlbereich von 0 bis n_{LB} in 5 gleiche Teile, der Drehzahlbereich von n_{LB} bis n_n in 10 gleiche Teile und der Drehzahlbereich von n_n bis n_{max} in 5 gleiche Teile unterteilt. Die Zeit t_i berechnet sich über die Drehzahl n_i zu:

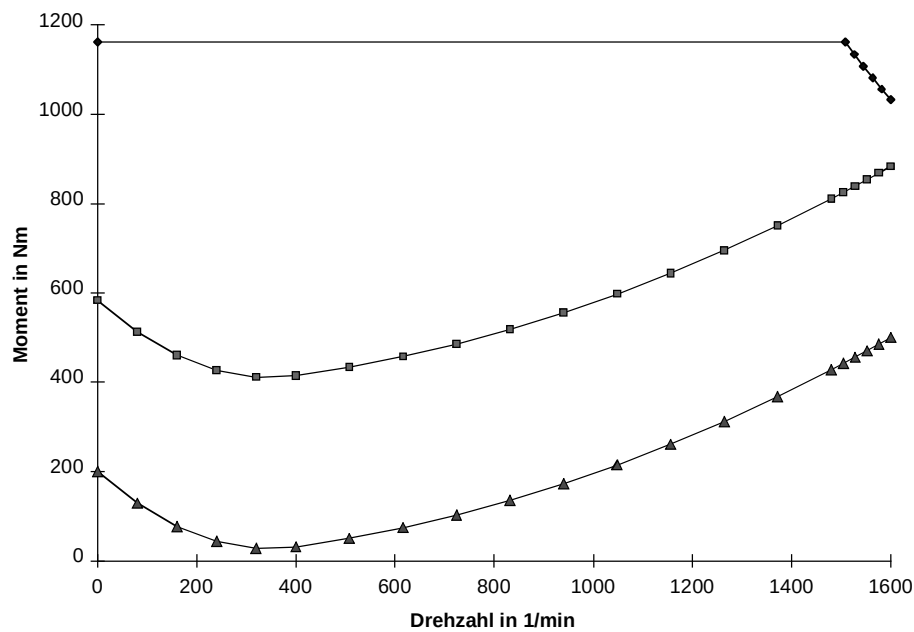
$$t_i = \frac{n_i}{n_{\text{max}}} \cdot t_H$$

Damit erhält man die folgende Berechnungstabelle.

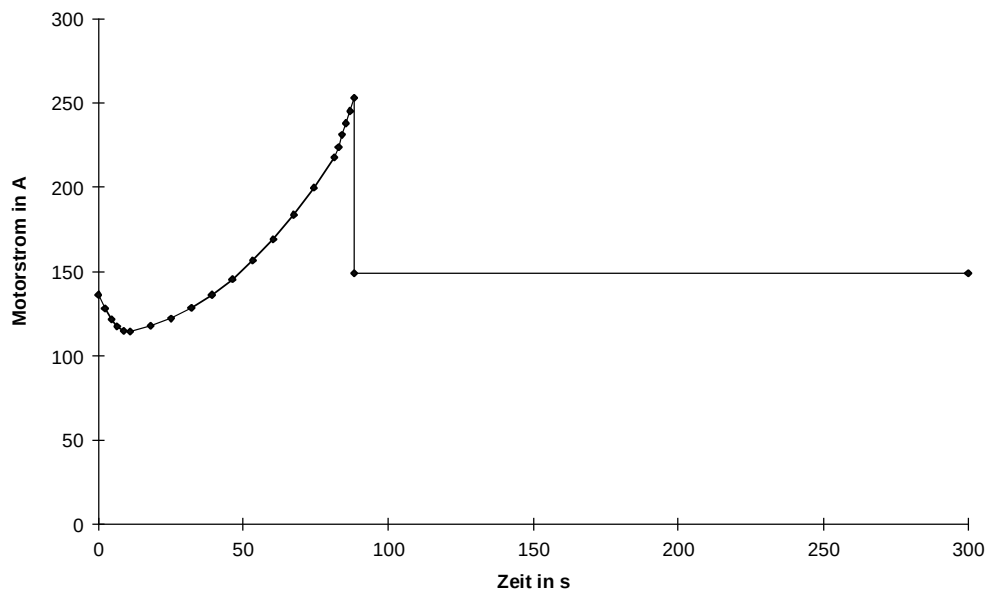
i	t i	n i	M Last i	M Mot i	kn i	I Mot i	$\approx \int I_{\text{Mot}}^2 \cdot dt$
0	0	0	100	483,298127		1 136,282178	0
1	2,20314175	40	64,3125014	447,610629		1 127,779981	38405,6206
2	4,40628349	80	37,2500055	420,548133		1 121,408307	72606,5335
3	6,60942524	120	18,8125123	402,11064		1 117,11084	103941,479
4	8,81256698	160	9,00002188	392,298149		1 114,83971	133574,318
5	11,0157087	200	7,81253418	391,110662		1 114,565661	162560,407
6	18,0657623	328	21,0125919	404,310719		1 117,621629	257579,157
7	25,1158159	456	40,6126777	423,910805		1 122,196064	358945,754
8	32,1658695	584	66,6127914	449,910919		1 128,324764	469562,303
9	39,2159231	712	99,0129332	482,311061		1 136,045657	592747,395
10	46,2659766	840	137,813103	521,11123		1 145,394241	732353,29
11	53,3160302	968	183,013301	566,311428		1 156,400536	892883,165
12	60,3660838	1096	234,613526	617,911654		1 169,087684	1079608,38
13	67,4161374	1224	292,61378	675,911908		1 183,471912	1298685,75
14	74,466191	1352	357,014062	740,312189		1 199,563359	1557274,69
15	81,5162446	1480	427,814372	811,112499		1 217,367301	1863654,47
16	82,8381296	1504	441,801933	825,10006	1,01621622	224,078497	1928054,86
17	84,1600147	1528	456,014495	839,312622	1,03243243	230,99668	1996493,28
18	85,4818997	1552	470,452058	853,750186	1,04864865	238,122442	2069221
19	86,8037848	1576	485,114622	868,41275	1,06486486	245,456565	2146501,26
20	88,1256698	1600	500,000000	883,300315	1,08108108	253	2228609,8
21	88,1256698	1600	500,000000	500,000000	1,08108108	148,765367	2228609,8
22	300	1600	500,000000	500,000000	1,08108108	148,765367	6917629,08

Der Effektivwert ergibt sich mit dem letzten Wert aus der Spalte $\approx \int I_{\text{Mot}}^2 \cdot dt$ zu:

$$I_{\text{eff}} = \sqrt{\frac{6917629}{300}} = 151,8 \text{ A} < I_{U n}$$



Lastmoment, Motormoment und zulässiges Moment als Funktion der Drehzahl



Motorstrom in einem 300 s-Intervall während des Hochlaufes und nach dem Hochlauf

4.9 Puffern bei Mehrmotorenantrieben mit kinetischer Energie

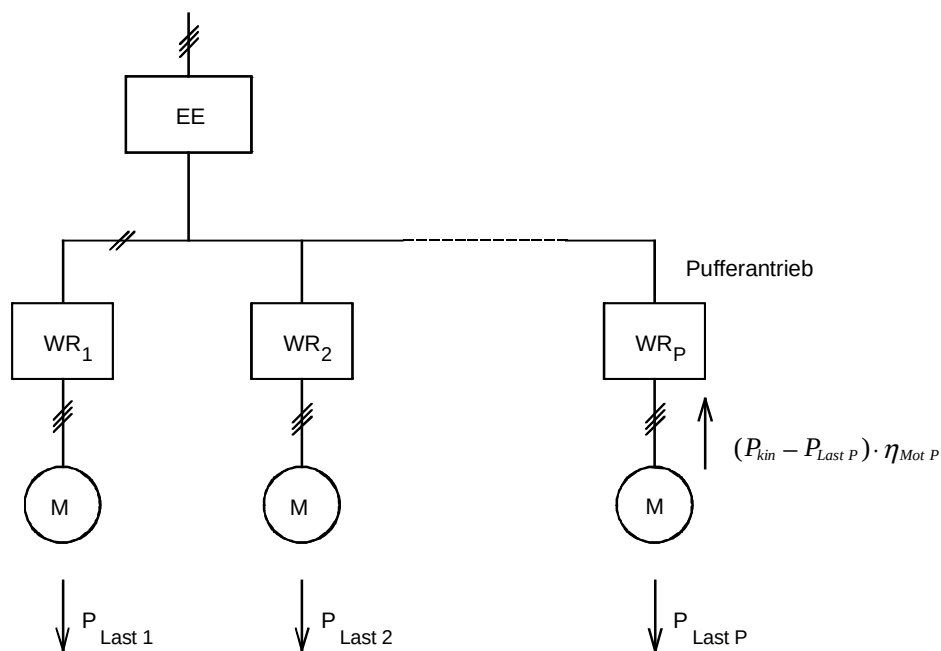
4.9.1 Allgemeines

Neben der Pufferung bei Netzausfall mit zusätzlichen Kondensatoren im Zwischenkreis gibt es auch die Möglichkeit der Pufferung über die kinetische Energie der Antriebe. Bei einem Mehrmotorenantrieb mit gemeinsamer Zwischenkreisschiene kann aus Stabilitätsgründen nur ein Antrieb die kinetische Pufferung übernehmen. Dieser Antrieb muß über genügend kinetische Energie verfügen, um den Leistungsbedarf des Mehrmotorenantriebes während der Zeit des Netzausfalls zu decken. Während der Pufferung verringert sich die Drehzahl des Pufferantriebes abhängig von der vorhandenen Schwungmasse und dem Leistungsbedarf. Wird eine bestimmte Drehzahlrelation für die einzelnen Antriebe gefordert, so muß dies über den Pufferantrieb als Leitantrieb sichergestellt werden.

Falls innerhalb des Mehrmotorenverbundes kein Antrieb über genügend kinetische Energie verfügt, kann als Pufferantrieb auch ein zusätzlicher Motor mit gekuppelter Schwungmasse eingesetzt werden. Dieser Motor wird über einen entsprechenden Wechselrichter an die gemeinsame Zwischenkreisschiene angeschlossen. Mit dieser Anordnung kann die Drehzahl der Arbeitsmaschinen während der Pufferung aufrechterhalten bleiben, es verringert sich nur die Drehzahl des Pufferantriebes.

Die Funktion kinetische Pufferung muß bei allen Wechselrichtern aktiviert werden. Bei dem Wechselrichter des Pufferantriebes wird die Schwelle für den Einsatzpunkt der kinetischen Pufferung möglichst hoch eingestellt (z. B. 85 %), bei den übrigen Wechselrichtern möglichst niedrig (z. B. 65 %). Dadurch wird eine gegenseitige Beeinflussung vermieden. Die Aktivierung der kinetischen Pufferung bei den Wechselrichtern der übrigen Antriebe dient nur der Verhinderung des Abschaltens mit Zwischenkreisunterspannung.

Bei der Auslegung muß berücksichtigt werden, daß die während der Pufferung benötigte Leistung der restlichen Antriebe einschließlich der Verluste über den Motor und den Wechselrichter des Pufferantriebes fließt. Aus Stabilitätsgründen sollte dabei das Motormoment des Pufferantriebes nicht größer als Nennmoment werden.



Leistungsverhältnisse während der Pufferung

Puffern über einen vorhandenen Antrieb des Mehrmotorenverbundes

Zur Vereinfachung werden alle Antriebe als Konstantmomentantriebe angenommen. Es wird nur das Trägheitsmoment des Pufferantriebes berücksichtigt. Während der Pufferung soll die Drehzahlrelation aufrechterhalten bleiben. Für die im Zwischenkreis während der Pufferung benötigte Leistung gilt dann:

$$P_{ZK} = \sum_i \frac{P_{Last\ max\ i}}{\eta_{Mot\ i} \cdot \eta_{WR}} \cdot \frac{\omega_{Mot\ P}}{\omega_{Mot\ P\ max}} \quad \text{motorisch}$$

Der Pufferantrieb liefert in den Zwischenkreis:

$$P_{ZK} = P_{Mot\ P} \cdot \eta_{Mot\ P} \cdot \eta_{WR} \quad \text{generatorisch}$$

Es muß gelten:

$$\sum_i \frac{P_{Last\ max\ i}}{\eta_{Mot\ i} \cdot \eta_{WR}} \cdot \frac{\omega_{Mot\ P}}{\omega_{Mot\ P\ max}} = -P_{Mot\ P} \cdot \eta_{Mot\ P} \cdot \eta_{WR}$$

Während der Pufferung muß also vom Pufferantrieb eine drehzahlvariable Leistung von

$$P_{Mot P} = - \sum_i \frac{P_{Last max i}}{\eta_{Mot i} \cdot \eta_{Mot P} \cdot \eta_{WR}^2} \cdot \frac{\omega_{Mot P}}{\omega_{Mot P max}} = -P_{erf max} \cdot \frac{\omega_{Mot P}}{\omega_{Mot P max}}$$

aufgebracht werden. Dabei ist:

$$P_{Mot P} = M_{Mot P} \cdot \omega_{Mot P} = (J_P \cdot \frac{d\omega_{Mot P}}{dt} + M_{Last P}) \cdot \omega_{Mot P} = -P_{kin} + P_{Last P}$$

Mit den getroffenen Vereinfachungen ergibt sich ein linearer Drehzahlabfall. Es ist:

$$\frac{d\omega_{Mot P}}{dt} = -\frac{1}{J_P} \left(\frac{P_{erf max}}{\omega_{Mot P max}} + M_{Last P} \right)$$

mit

$$\omega_{Mot P} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{Mot P}}{60}$$

$n_{Mot P}$: Drehzahl des Pufferantriebes

$n_{Mot P max}$: Drehzahl des Pufferantriebes zu Beginn der Pufferung

J_P : Trägheitsmoment des Pufferantriebes einschließlich Motor

Für den zeitlichen Verlauf der Motordrehzahl des Pufferantriebes während der Pufferung ergibt sich damit der folgende Ausdruck:

$$n_{Mot P} = n_{Mot P max} - \frac{60}{2 \cdot \pi \cdot J_P} \cdot \left(\frac{P_{erf max}}{\omega_{Mot P max}} + M_{Last P} \right) \cdot t$$

Das Motormoment des Pufferantriebes soll während der Pufferung nicht größer als das Nennmoment werden, d.h.:

$$M_{Mot P} \leq M_{Mot P n}$$

Mit

$$M_{Mot P} = \frac{P_{Mot P}}{\omega_{Mot P}} = \frac{P_{erf max}}{\omega_{Mot P max}} = \text{konstant}$$

ergibt sich für die max. erforderliche Leistung die Bedingung:

$$P_{erf max} \leq M_{Mot P n} \cdot \omega_{Mot P max}$$

Puffern über einen zusätzlichen Pufferantrieb

Die Drehzahl der Arbeitsmaschinen soll während der Pufferung für eine bestimmte Zeit t_p aufrechterhalten bleiben. Für die im Zwischenkreis benötigte Leistung gilt dann:

$$P_{ZK} = \sum_i \frac{P_{Last\ i}}{\eta_{Mot\ i} \cdot \eta_{WR}} \quad \text{motorisch}$$

Der Pufferantrieb liefert in den Zwischenkreis:

$$P_{ZK} = P_{Mot\ P} \cdot \eta_{Mot\ P} \cdot \eta_{WR} \quad \text{generatorisch}$$

Während der Pufferung muß also vom Pufferantrieb eine konstante Leistung von

$$P_{Mot\ P} = - \sum_i \frac{P_{Last\ i}}{\eta_{Mot\ i} \cdot \eta_{Mot\ P} \cdot \eta_{WR}^2} = -P_{erf}$$

aufgebracht werden. Für die Energie erhält man:

$$W_P = W_{kin} = \frac{1}{2} \cdot J_P \cdot (\omega_{Mot\ P\ max}^2 - \omega_{Mot\ P\ min}^2) = P_{erf} \cdot t_P$$

Für den zeitlichen Verlauf der Motordrehzahl des Pufferantriebes während der Pufferung ergibt sich damit der folgende Ausdruck:

$$n_{Mot\ P} = \frac{60}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\omega_{Mot\ P\ n}^2 - \frac{2 \cdot P_{erf}}{J_P} \cdot t}$$

Das Motormoment des Pufferantriebes ist gegeben durch

$$M_{Mot\ P} = \frac{P_{erf}}{\omega_{Mot\ P}} \quad \text{Erhöhung mit kleiner werdender Drehzahl}$$

Es soll bei $\omega_{Mot\ P} = \omega_{Mot\ P\ min}$ gerade gleich dem Nennmoment sein. Wird nun der Pufferantrieb nur bis Nenndrehzahl betrieben, d.h. $\omega_{Mot\ P\ max} = \omega_{Mot\ P\ n}$, so erhält man für die benötigte Motornennleistung:

$$P_{Mot\ P\ n} = M_{Mot\ P\ n} \cdot \omega_{Mot\ P\ n} = P_{erf} \cdot \frac{\omega_{Mot\ P\ n}}{\omega_{Mot\ P\ min}}$$

Die benötigte Motornennleistung steigt also mit $\omega_{Mot\ P\ n} / \omega_{Mot\ P\ min}$. Es wird daher z. B. $\omega_{Mot\ P\ n} / \omega_{Mot\ P\ min} = 1,1$ gesetzt. Damit erhält man die gesuchten Größen zu:

$$P_{Mot\ P\ n} = P_{erf} \cdot 1,1$$

$$J_P = J_{Mot P} + J_{Zus} = \frac{2 \cdot P_{erf} \cdot t_P}{\omega_{Mot P n}^2 \cdot \left(1 - \frac{1}{1,1^2}\right)}$$

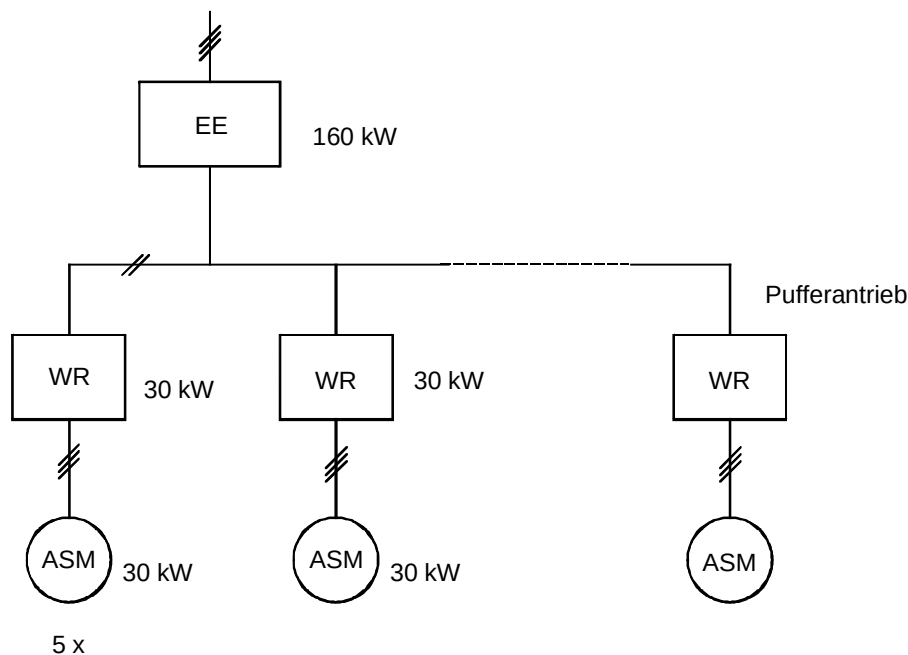
mit

$$\omega_{Mot P n} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{Mot P n}}{60}$$

Da die für die Berechnung von P_{erf} und J_P benötigten Werte $\eta_{Mot P}$ und $n_{Mot P n}$ noch nicht bekannt sind, muß zunächst ein Motor angenommen werden.

4.9.2 Beispiel für Puffern mit einem zusätzlichen Pufferantrieb

Ein Mehrmotorenantrieb, bestehend aus 5 Motoren 30 kW/4polig, 5 Wechselrichtern 30 kW und einer Einspeiseeinheit 160 kW, soll bei Netzausfällen bis max. 1 Sekunde mit gleichen Motordrehzahlen weiterlaufen. Der Leistungsbedarf beträgt 150 kW. Die benötigte Energie während der Pufferung soll einschließlich der Verluste über die kinetische Energie einer Schwungmasse aufgebracht werden. Dazu wird ein weiterer Wechselrichter mit Asynchronmotor und gekuppelter Schwungmasse benötigt. Mit dieser Anordnung kann die Drehzahl der Arbeitsmaschinen während der Pufferung aufrechterhalten bleiben, es verringert sich nur die Drehzahl des Pufferantriebes (Schwungmassenantriebes). Insgesamt ergibt sich das folgende Bild.



Beim Einschalten der Anlage wird zunächst der Asynchronmotor mit der gekuppelten Schwungmasse hochgefahren. Anschließend werden die eigentlichen Arbeitsmaschinen eingeschaltet. Damit wird eine Überlastung der Einspeiseeinheit vermieden. Im Betrieb benötigt der Pufferantrieb praktisch nur Blindleistung. Der Zwischenkreisstrom des dazugehörigen Wechselrichters ist daher ≈ 0 da nur die Verluste des leerlaufenden Motors und die Verluste des Wechselrichters gedeckt werden müssen. Bei einem Netzausfall speist der Pufferantrieb die benötigte Leistung in den Zwischenkreis.

Auslegung des Pufferantriebes

Bei dem gegebenen Mehrmotorenantrieb mit den Daten

$$P_{Last} = 30 \text{ kW} \quad (\text{gleiche Belastung für jeden Motor})$$

$$\eta_{Mot} = 0,918$$

erhält man für den Pufferantrieb die folgenden Auslegungsdaten. Es soll dabei ein 2poliger Motor eingesetzt werden. Angenommen wird ein 200 kW Motor mit $\eta_{Mot P} = 0,959$ und $n_{Mot P n} = 2980 \text{ min}^{-1}$.

Der Wechselrichterwirkungsgrad wird mit $\eta_{WR} = 0,98$ eingesetzt. Damit erhält man:

$$P_{erf} = \sum_i \frac{P_{Last i}}{\eta_{Mot i} \cdot \eta_{Mot P} \cdot \eta_{WR}^2} = 5 \cdot \frac{30}{0,918 \cdot 0,959 \cdot 0,98^2} = 177,4 \text{ kW}$$

$$P_{Mot P n} = P_{erf} \cdot 1,1 = 177,4 \cdot 1,2 = 195,2 \text{ kW}$$

$$\omega_{Mot P n} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{Mot P n}}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 2980}{60} = 312,06 \text{ s}^{-1}$$

$$J_P = \frac{2 \cdot P_{erf} \cdot t_p}{\omega_{Mot P n}^2 \cdot \left(1 - \frac{1}{1,1^2}\right)} = \frac{2 \cdot 177,4 \cdot 10^3 \cdot 1}{312,06^2 \cdot \left(1 - \frac{1}{1,1^2}\right)} = 21 \text{ kgm}^2$$

Die minimale Motordrehzahl des Pufferantriebes ergibt sich zu:

$$n_{Mot P \min} = \frac{n_{Mot P n}}{1,1} = \frac{2980}{1,1} = 2709 \text{ min}^{-1}$$

Es wird daher für den Pufferantrieb ein 200 kW Motor 1LA6 317-2AC.. und ein 200 kW Wechselrichter 6SE7033-7TG60 mit Regelungsart Vektorregelung eingesetzt. Das zusätzliche Trägheitsmoment ist dann:

$$J_{Zus} = J_P - J_{Mot} = 21 - 2,3 = 18,7 \text{ kgm}^2$$

Das berechnete zusätzliche Trägheitsmoment läßt sich z. B. als Scheibe aus Stahl realisieren. Dafür gilt:

$$J = \frac{\pi}{2} \cdot d \cdot 7,85 \cdot r^4 \cdot 1000 \quad [\text{kgm}^2] \quad d, r \text{ in m}$$

Setzt man d mit 0,1 m an ergibt sich für r:

$$r = \sqrt[4]{\frac{2 \cdot J}{\pi \cdot d \cdot \rho \cdot 10^3}} = \sqrt[4]{\frac{2 \cdot 18,7}{\pi \cdot 0,1 \cdot 7,85 \cdot 10^3}} = 0,351 \text{ m}$$

Der Durchmesser der 10 cm dicken Scheibe beträgt also 70,2 cm.

Der zusätzliche 200 kW Wechselrichter in Verbindung mit der 160 kW Einspeiseeinheit ist zulässig da im Betrieb für den Pufferantrieb praktisch keine Wirkleistung benötigt wird und da zusätzlich die Bedingung

$$P_{EE} \geq 0,3 \cdot \sum P_{WR} = 0,3 \cdot (5 \cdot 30 + 200) = 105 \text{ kW}$$

erfüllt ist.

Um während der Hochlaufzeit des Schwungmassenantriebes die Einspeiseeinheit nicht zu überlasten wird die Hochlaufzeit z. B. so eingestellt, daß bei Erreichen der Nenndrehzahl gerade 160 kW Motorleistung (=Nennleistung der Einspeiseeinheit) benötigt wird. Für die Motorleistung gilt dann:

$$P_{Mot P \max} = M_b \cdot \omega_{Mot P n} = J_P \cdot \frac{\omega_{Mot P n}}{t_H} \cdot \omega_{Mot P n} = J_P \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot n_{Mot P n}}{60} \right)^2 \cdot \frac{1}{t_H}$$

bzw. für die Hochlaufzeit:

$$t_H = J_P \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot n_{Mot P n}}{60} \right)^2 \cdot \frac{1}{P_{Mot P \max}} = 21 \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot 2980}{60} \right)^2 \cdot \frac{1}{160 \cdot 10^3} = 12,8 \text{ s}$$

Da die Hochlaufzeit hier kleiner als 60 s ist, könnte durch Ausnutzen der Überlastfähigkeit der Einspeiseeinheit auch noch eine kürzere Hochlaufzeit erzielt werden.

Überprüfung der Wechselrichterauslegung

Bei den Wechselrichtern des Mehrmotorenantriebes muß beachtet werden, daß die angeschlossenen Motoren wegen der im Pufferbetrieb auf 85% abgesenkten Zwischenkreisspannung früher in den Feldschwächbetrieb gehen und dann einen höheren Strom aufnehmen. Dies könnte je nach Vorbelastung und Dauer der Pufferzeit zu einer Überlastung der Wechselrichter führen.

Für den max. Motorstrom im Feldschwächbetrieb gilt hier:

$$I_{Mot \max} = I_{Mot n} \cdot \sqrt{\left(\frac{M_{Last}}{M_{Mot n}} \right)^2 \cdot \left(1 - \left(\frac{I_{mag}}{I_{Mot n}} \right)^2 \right) \cdot kn^2 + \left(\frac{I_{mag}}{I_{Mot n}} \right)^2 \cdot \frac{1}{kn^2}}$$

$$kn = \frac{n_{Mot \max}}{0,85 \cdot n_{Mot n}}$$

Im vorliegenden Fall werden die 30 kW Motoren mit Nennmoment und Nenndrehzahl betrieben.

Dann ist:

$$\frac{M_{Last}}{M_{Mot n}} = 1$$

$$kn = \frac{n_{Mot n}}{0,85 \cdot n_{Mot n}} = \frac{1}{0,85}$$

Mit

$$\frac{I_{mag}}{I_{Mot n}} = 0,41$$

$$I_{Mot n} = 55 \text{ A}$$

erhält man für den max. Motorstrom:

$$I_{Mot max} = 62 \text{ A}$$

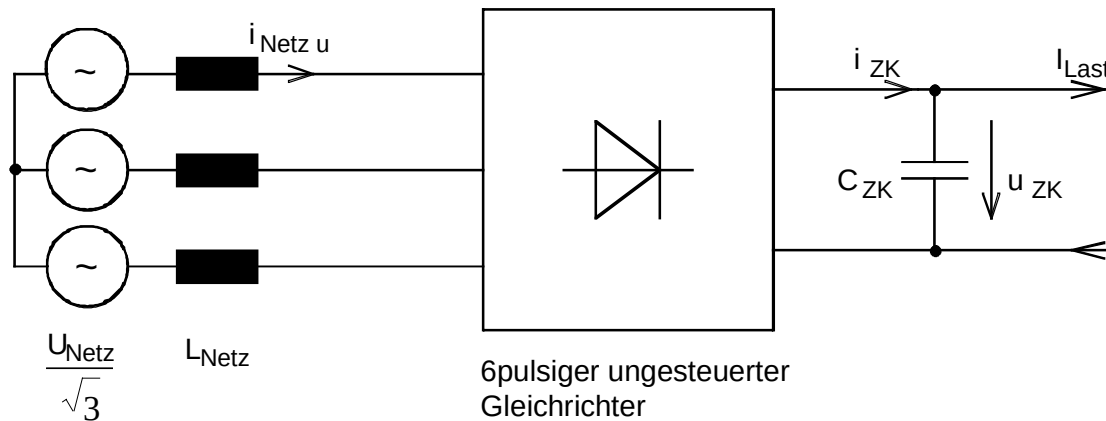
Der Effektivwert in einem 300 s-Intervall berechnet sich dann zu:

$$I_{eff} = \sqrt{\frac{I_{Mot max}^2 \cdot t_p + I_{Mot n}^2 \cdot (300 - t_p)}{300}} = \sqrt{\frac{62^2 \cdot 1 + 55^2 \cdot (300 - 1)}{300}} = 55,02 \text{ A}$$

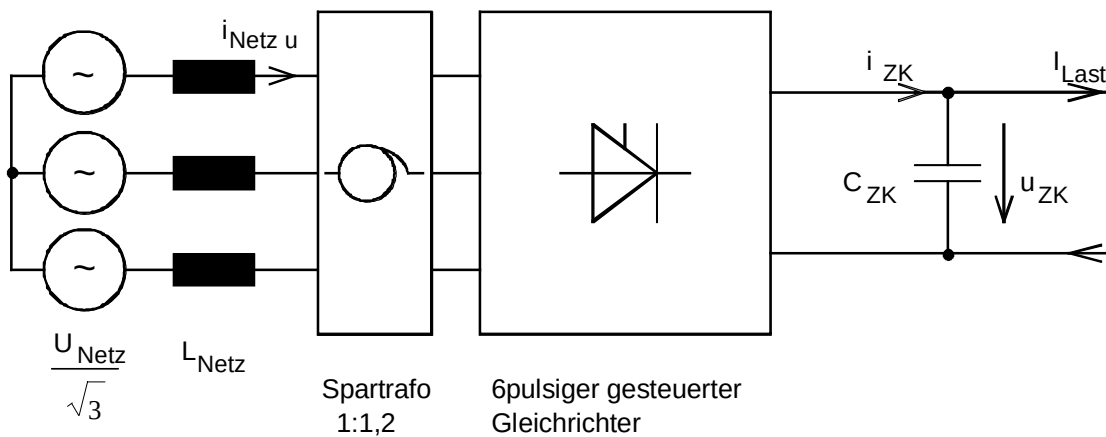
Die 30 kW Wechselrichter mit einem Nennstrom von 59 A und einem Maximalstrom von 80,2 A sind also ausreichend bemessen. Für den Wechselrichter des Pufferantriebes gibt es praktisch keine Einschränkungen wegen der abgesenkten Zwischenkreisspannung da hier keine Vorbelastung besteht und da bei $n_{Mot P max}$ die Motorstromerhöhung durch den Feldschwächfaktor $kn=1/0,85$ zum Teil durch das geringere Motormoment ($M_{Mot P}=M_{Mot P n}/1,1$) wieder ausgeglichen wird.

4.10 Netzurückwirkungen im Rückspeisebetrieb

Über das Projektierungsprogramm PFAD können Netzurückwirkungen z.Zt. nur im 1Q-Betrieb berechnet werden. Es sollen daher hier die grundsätzlichen Unterschiede zwischen motorischem Betrieb mit ungesteuertem Gleichrichter und generatorischem Betrieb mit E/R-Einheit untersucht werden. Den Untersuchungen liegen folgende Ersatzschaltbilder zugrunde.



Ersatzschaltbild für motorischen Betrieb mit ungesteuertem Gleichrichter



Ersatzschaltbild für generatorischen Betrieb mit E/R-Einheit

Der Laststrom I_{Last} wird als konstant angenommen. Er berechnet sich zu:

$$I_{\text{Last}} = \frac{P_{\text{Mot}}}{U_{\text{ZK}} \cdot \eta_{\text{Mot}} \cdot \eta_{\text{WR}}} \quad \text{motorisch}$$

$$I_{\text{Last}} = \frac{P_{\text{Mot}} \cdot \eta_{\text{Mot}} \cdot \eta_{\text{WR}}}{U_{\text{ZK}}} \quad \text{generatorisch}$$

Die Zwischenkreisspannung ergibt sich im motorischen Betrieb ohne Berücksichtigung der Spannungsabfälle näherungsweise zu:

$$U_{\text{ZK}} \approx 1,35 \cdot U_{\text{Netz}}$$

Im generatorischen Betrieb mit E/R-Einheit wird die Zwischenkreisspannung über die Regelung vorgegeben.

Der Zwischenkreiskondensator C_{ZK} ist über den Wechselrichter bzw. Umrichter gegeben. Die Induktivität L_{Netz} berechnet sich aus der Kurzschlußleistung auf der Hochspannungsseite $S_{\text{K HS}}$, der Trafonennleistung $S_{\text{Tr n}}$, dem u_{k} des Trafos, dem u_{k} der Kommutierungs-drossel und der Nennscheinleistung des Wechselrichters bzw. Umrichters $S_{\text{U n}}$. Bei Rückspeisebetrieb mit E/R-Einheit kommt noch das u_{k} des Spartrafos hinzu. Insgesamt ergibt sich für die Induktivität L_{Netz} :

$$L_{\text{Netz}} = L'_{\text{K HS}} + L_{\text{K Tr}} + L_{\text{K Dr}} + (L_{\text{K SpTr}})$$

mit

$$L'_{\text{K HS}} = \frac{U_{\text{Netz}}^2}{S_{\text{K HS}} \cdot \omega} \quad \text{Anteil des Hochspannungsnetzes}$$

$$L_{\text{K Tr}} = \frac{U_{\text{Netz}}^2 \cdot u_{\text{k Tr}}}{S_{\text{Tr n}} \cdot \omega} \quad \text{Anteil des Stromrichtertrafos}$$

$$L_{\text{K Dr}} = \frac{U_{\text{Netz}}^2 \cdot u_{\text{k Dr}}}{S_{\text{U n}} \cdot \omega} \quad \text{Anteil der Drossel}$$

$$L_{\text{K SpTr}} = \frac{U_{\text{Netz}}^2 \cdot u_{\text{k SpTr}}}{S_{\text{U n}} \cdot \omega} \quad \text{Anteil des Spartrafos (bei E/R-Einheit)}$$

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot f$$

Bei der Berechnung mit Hilfe eines Excel/VBA-Programmes wird ausgehend von sinnvollen Anfangswerten zunächst der zeitliche Verlauf der Netzströme über 3 Perioden der Netzspannung gerechnet. Danach ist auf jeden Fall der stationäre Zustand erreicht. Die 4. Periode wird daher ausgegeben und für die Fourieranalyse herangezogen. Je nach Last und Netzinduktivität stellt sich ein lückender oder ein nichtlückender Betrieb ein. Im motorischen Betrieb mit ungesteuertem Gleichrichter ergibt sich die Zwischenkreisspannung gemäß Netzspannung und Last. Der Laststrom muß iterativ ermittelt werden. Im generatorischen Betrieb mit E/R-Einheit wird die Zwischenkreisspannung geregelt. Der Steuerwinkel α_{St} wird daher entsprechend der Vorgabe der Zwischenkreisspannung iterativ ermittelt.

Berechnungsbeispiel

Es sollen für einen Antrieb mit 90 kW Last jeweils motorisch/generatorisch die Verhältnisse bzgl. der Netzurückwirkungen untersucht werden. Für den motorischen Fall wird ein 90 kW Umrichter mit 2% u_k Netzdrossel und für den generatorischen Fall ein 90 kW Wechselrichter mit 90 kW E/R-Einheit und 4% u_k Netzdrossel vorausgesetzt. Für den Spartrafo wird ein u_k von 2% angenommen. Die Daten bzgl. Anschlußspannung (2,2 kV/400 V), Transformator ($S_{Tr}=150$ kVA, $u_{kTr}=4\%$) und Netzkurzschlußleistung ($S_{KHS}=10$ MVA) sind jeweils gleich. Der Motorwirkungsgrad beträgt 94,9% und der Wechselrichterwirkungsgrad wird zu 98% angenommen. Die Zwischenkreiskapazität des Umrichters bzw. des Wechselrichters beträgt 12 mF.

Die Induktivität L_{Netz} ergibt sich mit

$$L'_{KHS} = \frac{400^2}{10 \cdot 10^6 \cdot 314} = 51 \mu H$$

$$L_{KTr} = \frac{400^2 \cdot 0,04}{150 \cdot 10^3 \cdot 314} = 136 \mu H$$

$$L_{KDr 2\%} = \frac{400^2 \cdot 0,02}{\sqrt{3} \cdot 400 \cdot 186 \cdot 314} = 79 \mu H \quad (\text{mit } I_{Un}=186 \text{ A})$$

$$L_{KDr 4\%} = 158 \mu H$$

$$L_{KSpTr 2\%} = 79 \mu H$$

zu

$$L_{Netz mot} = L_{KHS} + L_{KTr} + L_{KDr 2\%} = 266 \mu H$$

$$L_{Netz gen} = L_{KHS} + L_{KTr} + L_{KDr 4\%} + L_{KSpTr 2\%} = 424 \mu H$$

Die Rechnung ergibt für den motorischen Betrieb eine Zwischenkreisspannung von 521 V. Der Laststrom beträgt dann

$$I_{Last} = \frac{P_{Mot}}{U_{ZK} \cdot \eta_{Mot} \cdot \eta_{WR}} = \frac{90 \cdot 10^3}{521 \cdot 0,949 \cdot 0,98} = 186 \text{ A}$$

Im generatorischen Betrieb wird die gleiche Zwischenkreisspannung angenommen. Der Laststrom ergibt sich dann zu

$$I_{Last} = \frac{P_{Mot} \cdot \eta_{Mot} \cdot \eta_{WR}}{U_{ZK}} = \frac{90 \cdot 10^3 \cdot 0,949 \cdot 0,98}{521} = 161 \text{ A}$$

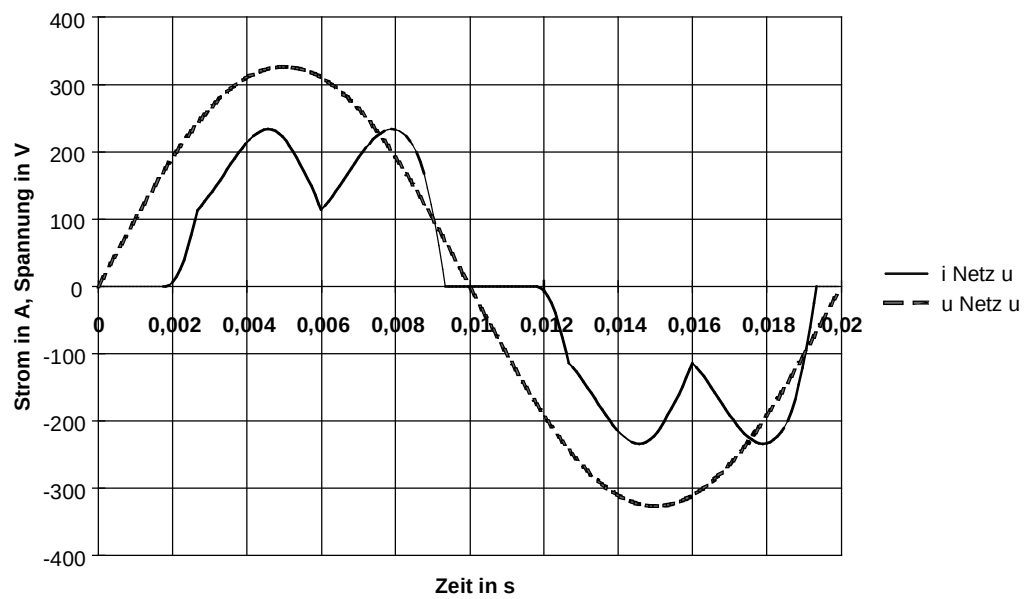
Weitere Ergebnisse

motorischer Betrieb:

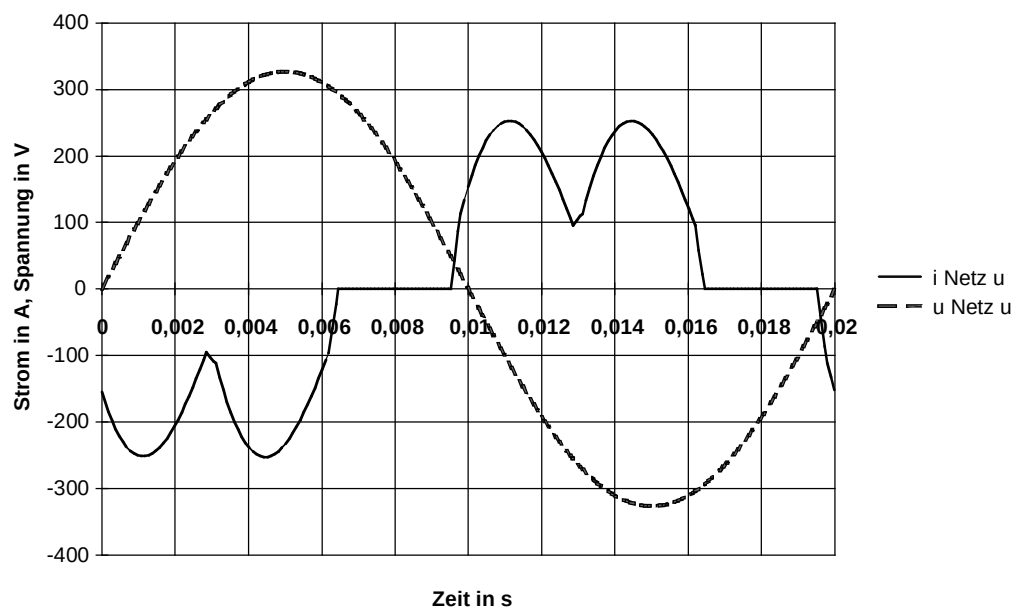
$I_{Netz(1)} = 145,5 \text{ A}$	Grundschwingung des Netzstromes sekundärseitig
$\cos \varphi_{(1)} = 0,963$	Leistungsfaktor der Grundschwingung
$I_{Netz\,eff} = 153,2 \text{ A}$	Effektivwert des Netzstromes sekundärseitig
$DF_{sek} = 7,2\%$	Distorsion Factor auf der Sekundärseite
$DF_{prim} = 2\%$	Distorsion Factor auf der Primärseite

generatorischer Betrieb:

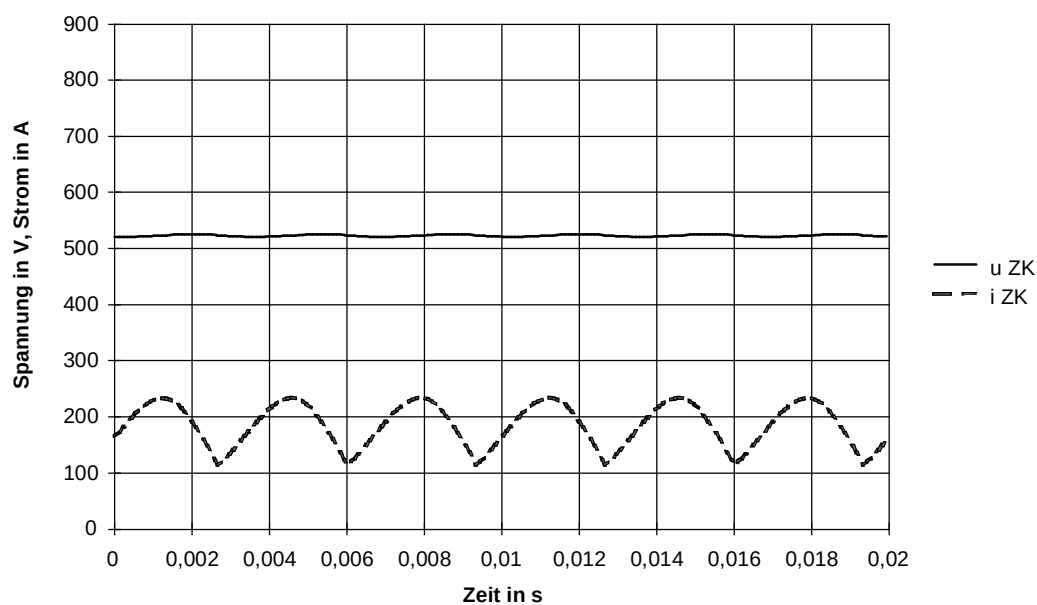
$I_{Netz(1)} = 152 \text{ A}$	Grundschwingung des Netzstromes sekundärseitig
$\cos \varphi_{(1)} = 0,796$	Leistungsfaktor der Grundschwingung
$I_{Netz\,eff} = 162,5 \text{ A}$	Effektivwert des Netzstromes sekundärseitig
$DF_{sek} = 8,6\%$	Distorsion Factor auf der Sekundärseite
$DF_{prim} = 2,4\%$	Distorsion Factor auf der Primärseite
$\alpha_{St} = 141,3^\circ$	Steuerwinkel des Gleichrichters



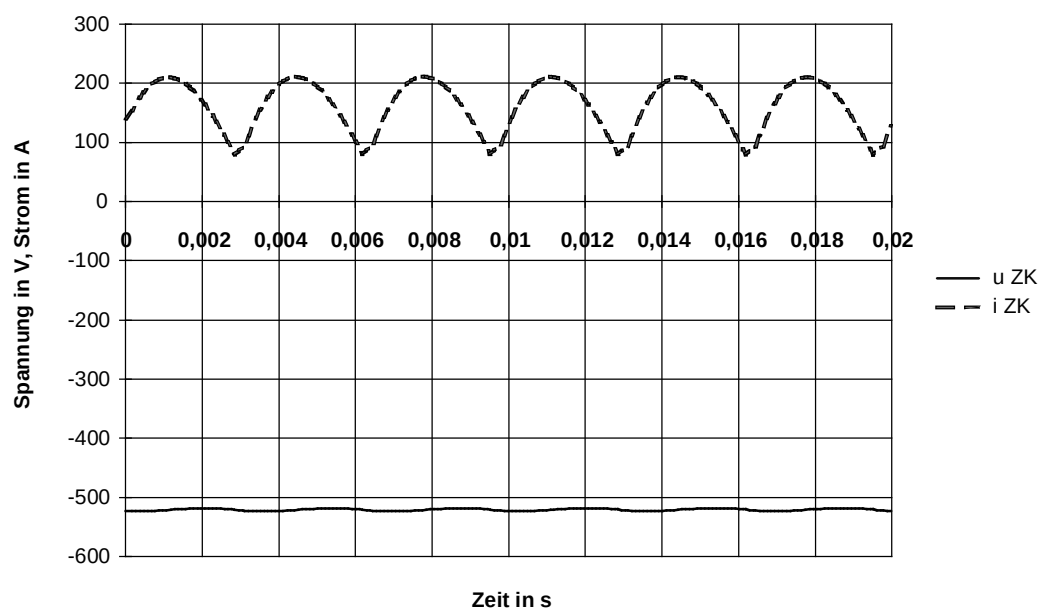
Netzstrom und dazugehörige Strangspannung im motorischen Betrieb



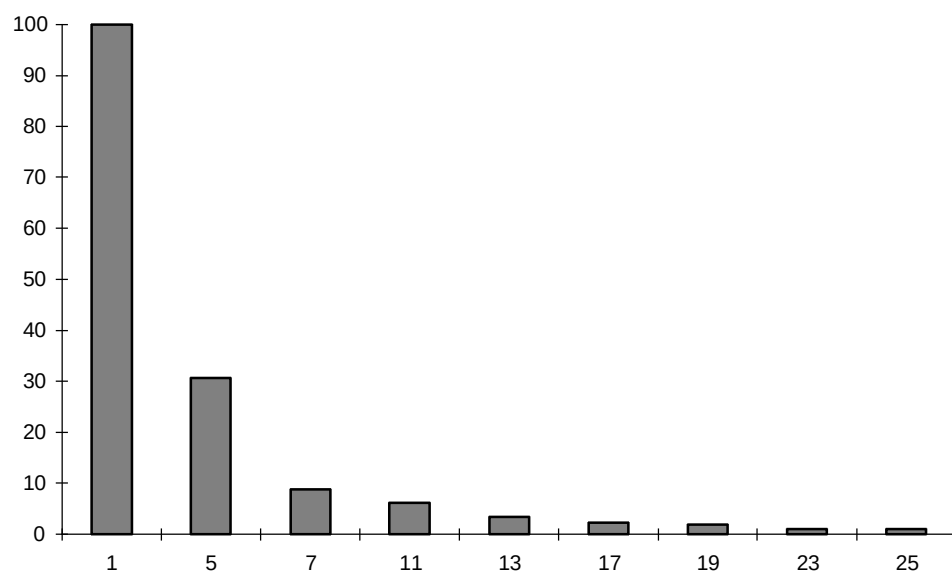
Netzstrom und dazugehörige Strangspannung im generatorischen Betrieb



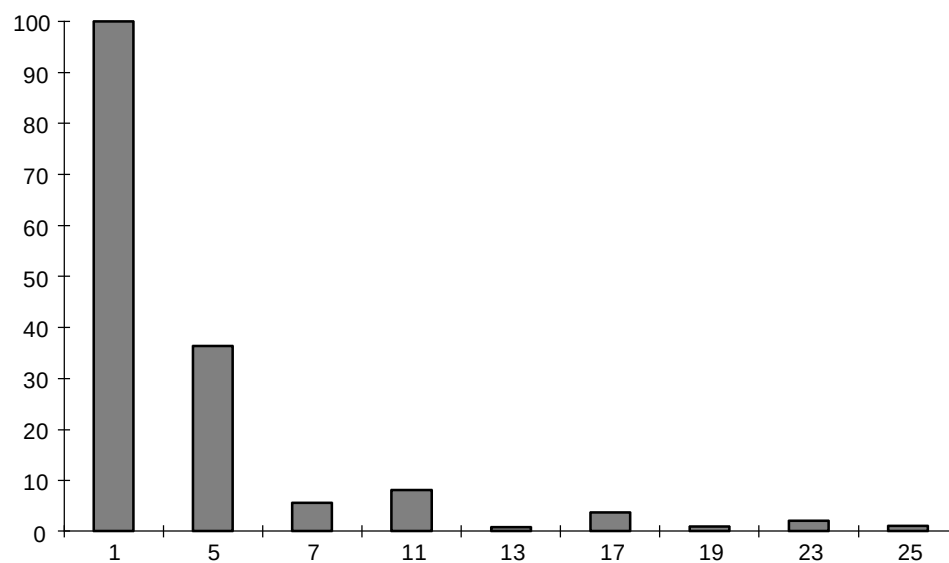
Zwischenkreisspannung und Zwischenkreisstrom im motorischen Betrieb



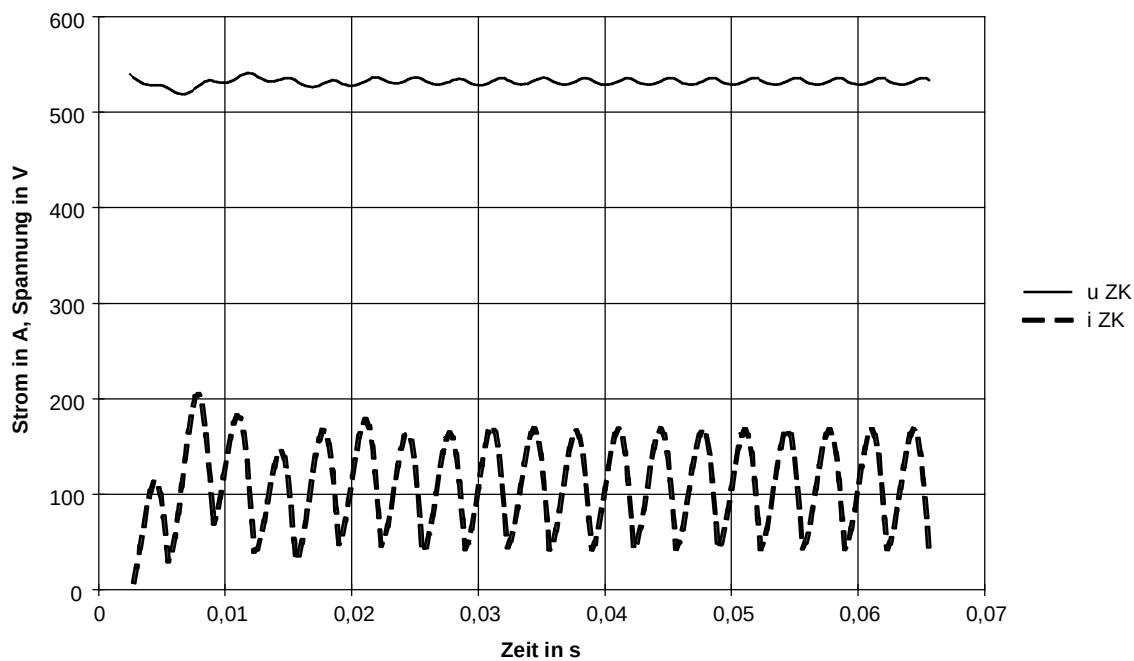
Zwischenkreisspannung und Zwischenkreisstrom im generatorischen Betrieb



Netz Oberschwingungsströme in % der Grundschiwingung im motorischen Betrieb



Netz Oberschwingungsströme in % der Grundschiwingung im generatorischen Betrieb



Einschwingverhalten von Zwischenkreisstrom und Zwischenkreisspannung über drei Netzperioden im motorischen Betrieb

Zusammenfassung

Im generatorischen Betrieb ist der Laststrom im Zwischenkreis bei gleicher Motorleistung wegen des Einflusses der Wirkungsgrade geringer. Da sich im generatorischen Betrieb aber ein schlechterer $\cos \varphi_{(1)}$ einstellt (Steuerwinkel ist nicht 0) und wegen des Übersetzungsverhältnisses des Spartrafos von 1,2 (Strom wird hochtransformiert) ergibt sich trotzdem ein größerer Netzstrom $I_{\text{Netz (1)}}$ als im motorischen Betrieb.

Wegen der ungünstigeren Aussteuerung des Gleichrichters im generatorischen Betrieb ergeben sich auch dort trotz der größeren Netzinduktivität die höheren Oberschwingungsströme.

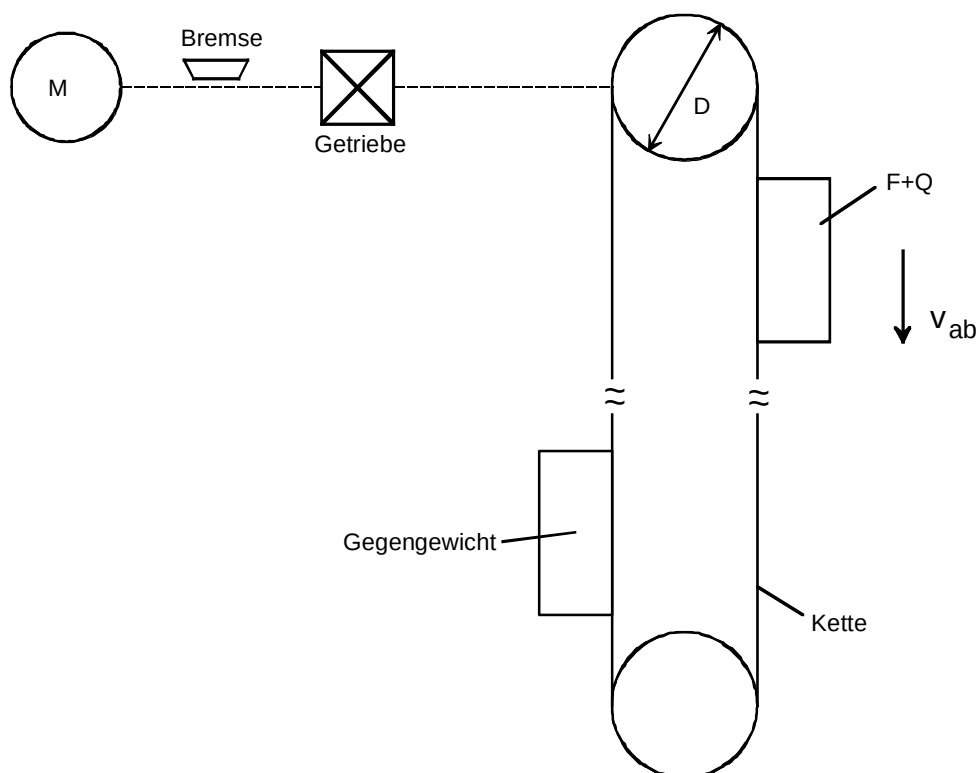
4.11 Berechnung der Bremsenergie an einer mechanische Bremse

4.11.1 Allgemeines

Viele Antriebe sind mit einer mechanischen Haltebremse ausgerüstet. Diese Bremse soll im Stillstand bei abgeschaltetem Motor eine Bewegung verhindern. Dies ist wichtig bei Antrieben mit ausgeprägtem Haltemoment wie z. B. Hubantrieben. Bei Ausfall der elektrischen Bremsung muß die mechanische Haltebremse aber auch eine Notstopp-Funktion übernehmen. Im folgenden wird an zwei Beispielen die Berechnung der Bremsenergie gezeigt. Bei diesen Beispielen kann aufgrund von Zusatzmomenten (Hubmoment bzw. Reibmoment) nicht ohne weiteres nur die Bedingung „max. Fremdträgheitsmoment = Motoreigenträgheitsmoment“ angewandt werden.

4.11.2 Hubantrieb mit Gegengewicht

Es soll für einen Hubantrieb mit Gegengewicht die im ungünstigsten Fall an der mechanischen Bremse auftretende Bremsenergie berechnet werden. Vorausgesetzt wird dabei der Ausfall der elektrischen Bremsung.



Prinzipbild des Hubantriebes

Daten des Antriebs

Masse des Fahrkorbes	m_F	= 2000 kg
Masse der Last	m_Q	= 5100 kg
Masse des Gegengewichtes	m_G	= 4500 kg
Masse der Kette	m_{Kette}	= 200 kg
Trägheitsmoment Motor	J_{Mot}	= 0,36 kgm ²
Trägheitsmoment Getriebe	$J_{Getriebe}$	= 0,012 kgm ²
Trägheitsmoment Bremse	J_{Bremse}	= 0,02 kgm ²
Getriebeübersetzung	i	= 16,79
Rollendurchmesser	D	= 0,26 m
Max. Fahrgeschwindigkeit	v_{max}	= 1,3 m/s
Bremsmoment der mechanischen Bremse	M_{br}	= 400 Nm
Zulässige Bremsenergie der mech. Bremse	$W_{br max}$	= 100 kJ
Mechanischer Wirkungsgrad des Hubantriebes	η_{mech}	= 0,9
Getriebewirkungsgrad	$\eta_{Getriebe}$	= 0,95

Der ungünstigste Fall ist die Fahrt abwärts mit voller Geschwindigkeit und voller Zuladung. In diesem Fall ergibt sich nämlich die größte kinetische Energie und die Massendifferenz wirkt beschleunigend in Abwärtsrichtung. Die Berechnung der Bremsenergie kann mit Hilfe des Energiesatzes erfolgen. Es muß gelten:

$$W_{br} = W_{kin Mot+Z} + \eta_{mech} \cdot \eta_{Getriebe} \cdot (W_{kin Last} + W_{pot Last})$$

mit

$$W_{kin Mot+Z} = \frac{1}{2} \cdot (J_{Mot} + J_{Bremse} + J_{Getriebe}) \cdot (\omega_{Mot max})^2 = \frac{1}{2} \cdot \sum J_{Mot+Z} \cdot \left(i \cdot \frac{2 \cdot v_{max}}{D}\right)^2$$

$$W_{kin Last} = \frac{1}{2} \cdot \sum m \cdot v_{max}^2$$

$$W_{pot Last} = \Delta m \cdot g \cdot h$$

Weiter ist

$$h = v_{max} \cdot \frac{t_{br}}{2}$$

$$W_{br} = M_{br} \cdot \omega_{Mot \max} \cdot \frac{t_{br}}{2} = M_{br} \cdot i \cdot \frac{2 \cdot v_{\max}}{D} \cdot \frac{t_{br}}{2}$$

$$\sum m = m_F + m_Q + m_G + m_{Kette}$$

$$\Delta m = m_F + m_Q - m_G$$

Entsprechend ineinander eingesetzt ergibt sich:

$$W_{br} = \frac{\frac{1}{2} \cdot \sum J_{Mot+Z} \cdot \left(i \cdot \frac{2 \cdot v_{\max}}{D}\right)^2 + \eta_{mech} \cdot \eta_{Getriebe} \cdot \frac{1}{2} \cdot \sum m \cdot v_{\max}^2}{1 - \frac{\eta_{mech} \cdot \eta_{Getriebe} \cdot \Delta m \cdot g \cdot \frac{D}{2}}{M_{br} \cdot i}}$$

Aus dieser Formel läßt sich ablesen, daß die Bremsung nur funktionieren kann wenn gilt:

$$M_{br} > \frac{\eta_{mech} \cdot \eta_{Getriebe} \cdot \Delta m \cdot g \cdot \frac{D}{2}}{i}$$

Das auf die Motordrehzahl bezogene statische Lastmoment muß also kleiner sein als das zur Verfügung stehende Bremsmoment der mechanischen Bremse.

Mit den gegebenen Zahlenwerten erhält man:

$$\sum m = 2000 + 5100 + 4500 + 200 = 11800 \text{ kg}$$

$$\Delta m = 2000 + 5100 - 4500 = 2600 \text{ kg}$$

$$\sum J_{Mot+Z} = 0,36 + 0,02 + 0,012 = 0,392 \text{ kgm}^2$$

$$W_{br} = \frac{\frac{1}{2} \cdot 0,392 \cdot \left(16,79 \cdot \frac{2 \cdot 1,3}{0,26}\right)^2 + 0,9 \cdot 0,95 \cdot \frac{1}{2} \cdot 11800 \cdot 1,3^2}{1 - \frac{0,9 \cdot 0,95 \cdot 2600 \cdot 9,81 \cdot \frac{0,26}{2}}{400 \cdot 16,79}} = 24314 \text{ Ws} = 24,314 \text{ kJ}$$

$$t_{br} = \frac{W_{br} \cdot D}{M_{br} \cdot i \cdot v_{\max}} = \frac{24314 \cdot 0,26}{400 \cdot 16,79 \cdot 1,3} = 0,724 \text{ s}$$

Die auftretende Bremsenergie ist also kleiner als die zulässige Bremsenergie der mechanischen Bremse.

Die Bremsenergie lässt sich auch über eine Betrachtung der Drehmomente berechnen. Für das Bremsmoment bei der Abwärtsfahrt gilt:

$$M_{br} = \sum J_{Mot+Z} \cdot i \cdot \alpha_{Last} + (J_{Last} \cdot \alpha_{Last} + M_{Last}) \cdot \frac{\eta_{mech} \cdot \eta_{Getriebe}}{i}$$

mit

$$\alpha_{Last} = \frac{\omega_{Last \max}}{t_{br}} = \frac{2 \cdot v_{\max}}{D \cdot t_{br}}$$

$$J_{Last} = \sum m \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2$$

$$M_{Last} = \Delta m \cdot g \cdot \frac{D}{2}$$

Weiter ist

$$W_{br} = M_{br} \cdot \omega_{Mot \max} \cdot \frac{t_{br}}{2} = M_{br} \cdot i \cdot \frac{2 \cdot v_{\max}}{D} \cdot \frac{t_{br}}{2}$$

$$\sum J_{Mot+Z} = J_{Mot} + J_{Brems} + J_{Getriebe}$$

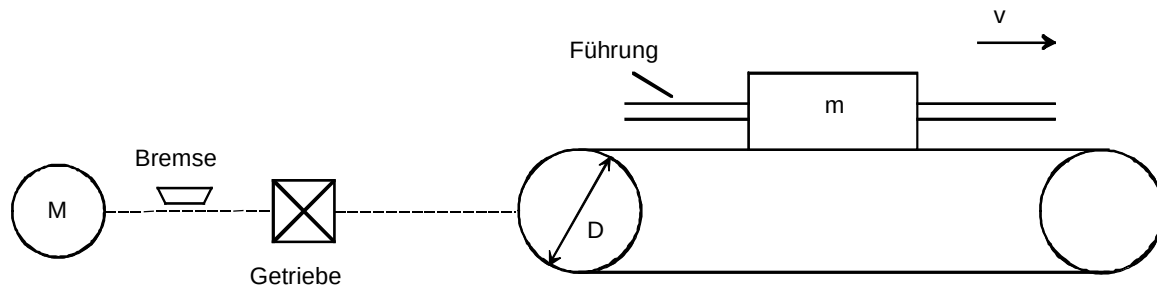
$$\sum m = m_F + m_Q + m_G + m_{Kette}$$

$$\Delta m = m_F + m_Q - m_G$$

Durch entsprechendes Einsetzen erhält man die gleiche Formel für W_{br} .

4.11.3 Fahrtrieb

Es soll für einen Fahrtrieb die bei max. Geschwindigkeit an der mechanischen Bremse auftretende Bremsenergie berechnet werden. Vorausgesetzt wird dabei der Ausfall der elektrischen Bremsung.



Prinzipbild des Fahrtriebes

Daten des Antriebs

Masse der Last	m	= 5500 kg
Trägheitsmoment Motor	J_{Mot}	= 0,017 kgm ²
Trägheitsmoment Getriebe	J_{Getriebe}	= 0,00164 kgm ²
Trägheitsmoment Bremse	J_{Bremse}	= 0,00063 kgm ²
Getriebeübersetzung	i	= 16
Raddurchmesser	D	= 0,34 m
Max. Fahrgeschwindigkeit	v_{max}	= 2,66 m/s
Bremsmoment der mechanischen Bremse	M_{br}	= 60 Nm
Zulässige Bremsenergie der mech. Bremse	$W_{\text{br max}}$	= 25 kJ
Fahrwiderstand	w_F	= 0,02
Getriebewirkungsgrad	η_{Getriebe}	= 0,95

Die Berechnung der Bremsenergie erfolgt über den Energiesatz. Es muß gelten:

$$W_{br} = W_{kin\ Mot+Z} + (W_{kin\ Last} - W_{Reib}) \cdot \eta_{Getriebe}^{VZ}$$

mit

$$VZ = \text{Vorzeichen}(W_{kin\ Last} - W_{Reib}) \quad (\text{normalerweise positiv})$$

$$W_{kin\ Mot+Z} = \frac{1}{2} \cdot (J_{Mot} + J_{Brems} + J_{Getriebe}) \cdot (\omega_{Mot\ max})^2 = \frac{1}{2} \cdot \sum J_{Mot+Z} \cdot \left(i \cdot \frac{2 \cdot v_{max}}{D}\right)^2$$

$$W_{kin\ Last} = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v_{max}^2$$

$$W_{Reib} = m \cdot g \cdot w_F \cdot s$$

Weiter ist

$$s = v_{max} \cdot \frac{t_{br}}{2}$$

$$W_{br} = M_{br} \cdot \omega_{Mot\ max} \cdot \frac{t_{br}}{2} = M_{br} \cdot i \cdot \frac{2 \cdot v_{max}}{D} \cdot \frac{t_{br}}{2}$$

Entsprechend ineinander eingesetzt ergibt sich:

$$W_{br} = \frac{\frac{1}{2} \cdot \sum J_{Mot+Z} \cdot \left(i \cdot \frac{2 \cdot v_{max}}{D}\right)^2 + \eta_{Getriebe}^{VZ} \cdot \frac{1}{2} \cdot m \cdot v_{max}^2}{1 + \frac{\eta_{Getriebe}^{VZ} \cdot m \cdot g \cdot w_F \cdot \frac{D}{2}}{M_{br} \cdot i}}$$

Jetzt muß zunächst das Vorzeichen für den Getriebewirkungsgrad bestimmt werden. Dazu wird der Grenzfall mit $W_{kin\ Last} = W_{Reib}$ betrachtet. Damit erhält man für W_{br} :

$$W_{br} = \frac{1}{2} \cdot \sum J_{Mot+Z} \cdot \left(i \cdot \frac{2 \cdot v_{max}}{D}\right)^2 = M_{br} \cdot i \cdot \frac{2 \cdot v_{max}}{D} \cdot \frac{t_{br}}{2}$$

Mit $W_{kin\ Last} = W_{Reib}$ erhält man außerdem

$$\frac{1}{2} \cdot m \cdot v_{max}^2 = m \cdot g \cdot w_F \cdot v_{max} \cdot \frac{t_{br}}{2}$$

Nach Elimination von t_{br} ergibt sich eine Gleichung für w_F :

$$w_F = \frac{D \cdot M_{br}}{\sum J_{Mot+Z} \cdot i \cdot 2 \cdot g}$$

Falls nun gilt

$$w_F \leq \frac{D \cdot M_{br}}{\sum J_{Mot+Z} \cdot i \cdot 2 \cdot g}$$

ist das Vorzeichen positiv zu setzen. Andernfalls ist das Vorzeichen negativ zu setzen ($\eta^{-1}=1/\eta$).

Mit den gegebenen Zahlenwerten erhält man:

$$\sum J_{Mot+Z} = 0,017 + 0,00063 + 0,00164 = 0,01927 \text{ kgm}^2$$

$$\frac{D \cdot M_{br}}{\sum J_{Mot+Z} \cdot i \cdot 2 \cdot g} = \frac{0,34 \cdot 60}{0,01927 \cdot 16 \cdot 2 \cdot 9,81} = 3,372 > 0,02 \quad (\text{das Vorzeichen ist also positiv})$$

$$W_{br} = \frac{\frac{1}{2} \cdot 0,01927 \cdot \left(16 \cdot \frac{2 \cdot 2,66}{0,34}\right)^2 + 0,95 \cdot \frac{1}{2} \cdot 5500 \cdot 2,66^2}{1 + \frac{0,95 \cdot 5500 \cdot 9,81 \cdot 0,02 \cdot \frac{0,34}{2}}{60 \cdot 16}} = 16156 \text{ Ws} = 16,156 \text{ kJ}$$

$$t_{br} = \frac{W_{br} \cdot D}{M_{br} \cdot i \cdot v_{\max}} = \frac{16156 \cdot 0,34}{60 \cdot 16 \cdot 2,66} = 2,151 \text{ s}$$

Die auftretende Bremsenergie ist also kleiner als die zulässige Bremsenergie der mechanischen Bremse.

Die Bremsenergie lässt sich auch über eine Betrachtung der Drehmomente berechnen. Für das Bremsmoment gilt:

$$M_{br} = \sum J_{Mot+Z} \cdot i \cdot \alpha_{Last} + (J_{Last} \cdot \alpha_{Last} - M_{Reib}) \cdot \frac{\eta_{Getriebe}^{VZ}}{i}$$

mit

$$VZ = \text{Vorzeichen}(J_{Last} \cdot \alpha_{Last} - M_{Reib})$$

$$\alpha_{Last} = \frac{\omega_{Last \max}}{t_{br}} = \frac{2 \cdot v_{\max}}{D \cdot t_{br}}$$

$$J_{Last} = m \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2$$

$$\sum J_{Mot+Z} = J_{Mot} + J_{Bremse} + J_{Getriebe}$$

$$M_{Reib} = m \cdot g \cdot w_F \cdot \frac{D}{2}$$

Weiter ist

$$W_{br} = M_{br} \cdot \omega_{Mot \max} \cdot \frac{t_{br}}{2} = M_{br} \cdot i \cdot \frac{2 \cdot v_{\max}}{D} \cdot \frac{t_{br}}{2}$$

Durch entsprechendes Einsetzen erhält man die gleiche Formel für W_{br} .

4.12 Kriterien für die Motorauswahl bei Taktantrieben

4.12.1 Allgemeines

Betrachtet werden sollen Taktantriebe wie z. B. Fahrtriebe, Drehtischantriebe und Spindeltriebe mit Synchron-Servomotoren 1FK6/1FT6 bzw. mit Asynchron-Servomotoren 1PA6. Die Motoren müssen einerseits die dynamischen Anforderungen beim Beschleunigen bzw. Verzögern erfüllen und andererseits muß der Betrieb thermisch zulässig sein. Eine Antriebsaufgabe kann meist durch mehrere Motoren mit jeweils verschiedenen Nenndrehzahlen gelöst werden. Die Wahl der Nenndrehzahl richtet sich nach folgenden Kriterien:

- minimale Motorbaugröße
- minimaler Motorstrom (Umrichterauswahl)
- bevorzugte Motorreihe, z. B. 1FK6 mit $n_n=3000 \text{ min}^{-1}$ und $n_n=6000 \text{ min}^{-1}$
- vorhanden Motorleistungen bei einer bestimmten Nenndrehzahl

Die Anpassung von Lastmoment und Lastdrehzahl geschieht meist durch ein Getriebe. Hier muß unterschieden werden zwischen:

- Getriebeübersetzung vorgegeben (z. B. Zahnriemenübersetzung)
- Getriebeübersetzung kann gewählt werden (z. B. Planetengetriebe für Motoranbau)

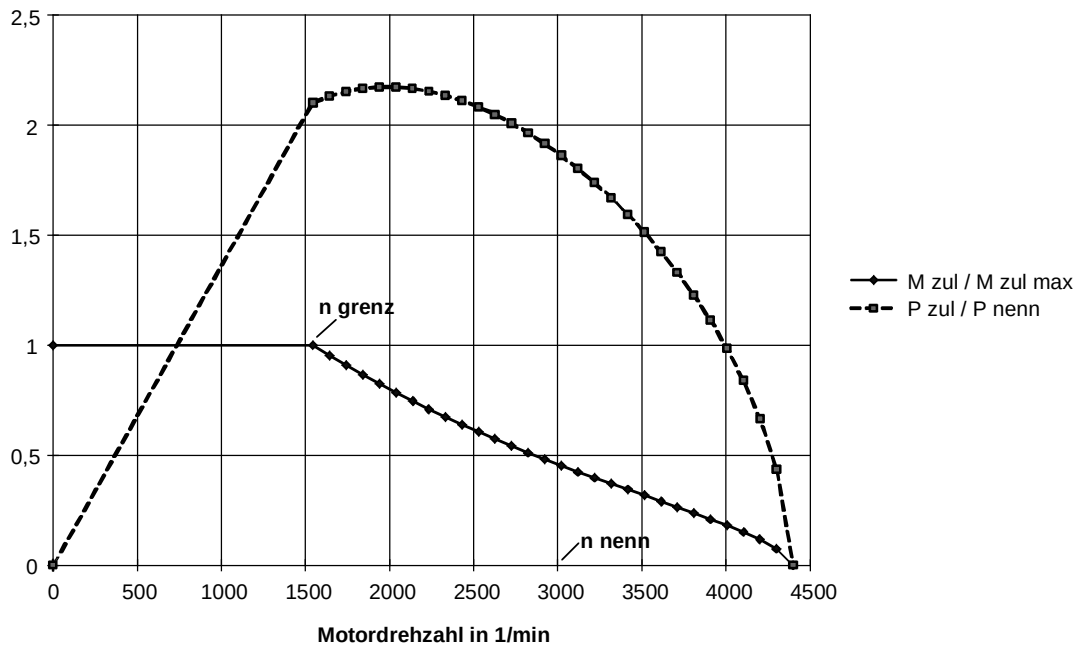
Im letzteren Fall ergibt sich ein weiterer Freiheitsgrad bei der Motorauswahl. Es kann z. B. eine optimale Getriebeübersetzung für minimales Motormoment bestimmt werden. Die Wahl der Getriebeübersetzung wird allerdings eingeschränkt durch die maximal zulässige Motordrehzahl sowie durch die möglichen Übersetzungsverhältnisse bei bestimmten Getrieben. Weitere Einschränkungen ergeben sich durch Baugröße, Wirkungsgrad und Kosten. Dies muß bei der endgültigen Auswahl des Antriebsspaketes bestehend aus Motor, Getriebe und Umrichter beachtet werden.

Grundsätzliche Überlegungen zur Motorausnutzung

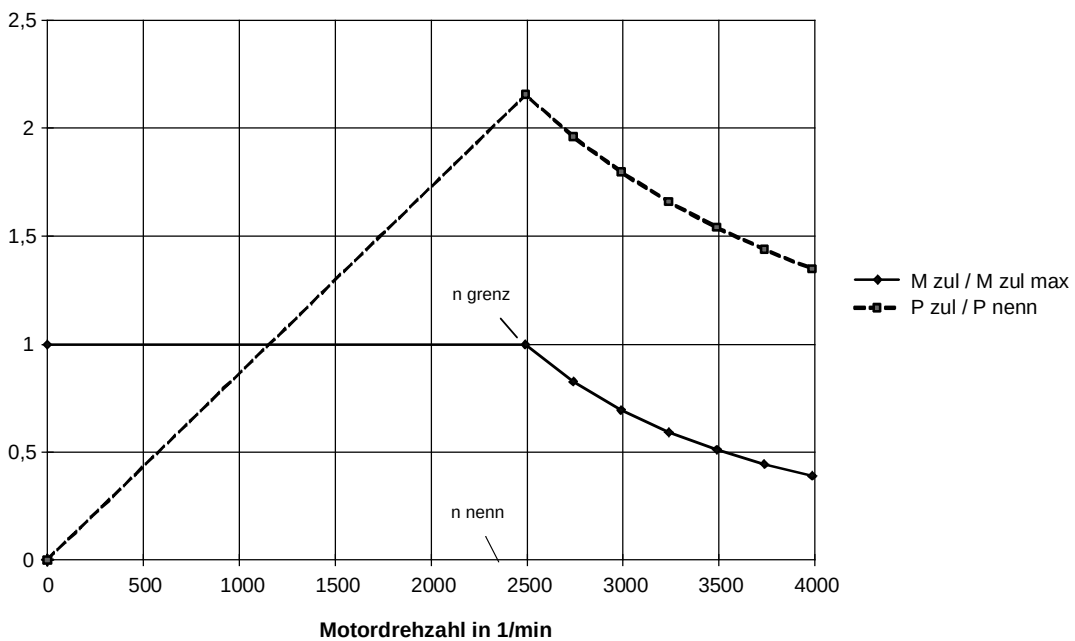
Optimale Ausnutzung eines Motors nach den dynamischen Anforderungen

Zur Ermittlung der optimalen dynamischen Ausnutzung eines Motors wird die dynamische Grenzkurve des Motors und die sich daraus ergebende zulässige Motorleistung betrachtet. Es ist:

$$P_{\text{Mot zul dyn}} = M_{\text{Mot zul dyn}} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{\text{Mot}}}{60} \quad (n_{\text{Mot}} \text{ in } \text{min}^{-1})$$



Beispiel für die dyn. Grenzkurve und die dyn. zulässige Motorleistung bei 1FT6082-8AF7



Beispiel für die dyn. Grenzkurve und die dyn. zulässige Motorleistung bei 1PA6103-4HG

$$M_{zul} = M_{zul\ max} = 2 \cdot M_{Mot\ n} \quad \text{für } n_{Mot} \leq n_{grenz}, \quad M_{zul} = \frac{M_{kipf}}{1,3} \cdot \left(\frac{n_{Mot\ n}}{n_{Mot}} \right)^2 \quad \text{für } n_{Mot} > n_{grenz}$$

Ein Motor ist für einen Antriebsfall dynamisch geeignet wenn alle Drehmoment-/Drehzahlpunkte unterhalb der dyn. Grenzkurve liegen. Das maximal zulässige Motormoment $M_{\text{zul max}}$ kann nur bis zur Grenzdrehzahl n_{grenz} ausgenutzt werden. Danach erfolgt eine Reduktion durch die Spannungsgrenzkurve bzw. die Kippmomentgrenzkurve. Bei Synchron-Servomotoren wird die maximal mögliche Motorleistung aber im allgemeinen bei einer Motordrehzahl erreicht die etwas höher liegt als n_{grenz} aber niedriger als n_{nenn} . Bei Asynchron-Servomotoren wird die maximal mögliche Motorleistung immer bei n_{grenz} erreicht, da die Kippmomentgrenzkurve proportional zu $1/n_{\text{Mot}}^2$ ist.

Es soll jetzt ein reiner Schwungmassenantrieb mit konst. Beschleunigung betrachtet werden. Bei gegebener max. Lastdrehzahl $n_{\text{Last max}}$ und bei Einsatz eines Getriebes mit dem Trägheitsmoment J_G ergibt sich für das maximale Motormoment und die maximale Motorleistung beim Beschleunigen:

$$M_{\text{Mot max}} = (J_{\text{Mot}} + J_G) \cdot \alpha_{\text{Last max}} \cdot i + J_{\text{Last}} \cdot \alpha_{\text{Last max}} \cdot \frac{1}{i}$$

$$P_{\text{Mot max}} = M_{\text{Mot max}} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{\text{Mot max}}}{60} \quad (n_{\text{Mot max}} \text{ in min}^{-1})$$

$$= P_{\text{Last max}} + (J_{\text{Mot}} + J_G) \cdot \alpha_{\text{Last max}} \cdot i \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{\text{Mot max}}}{60}$$

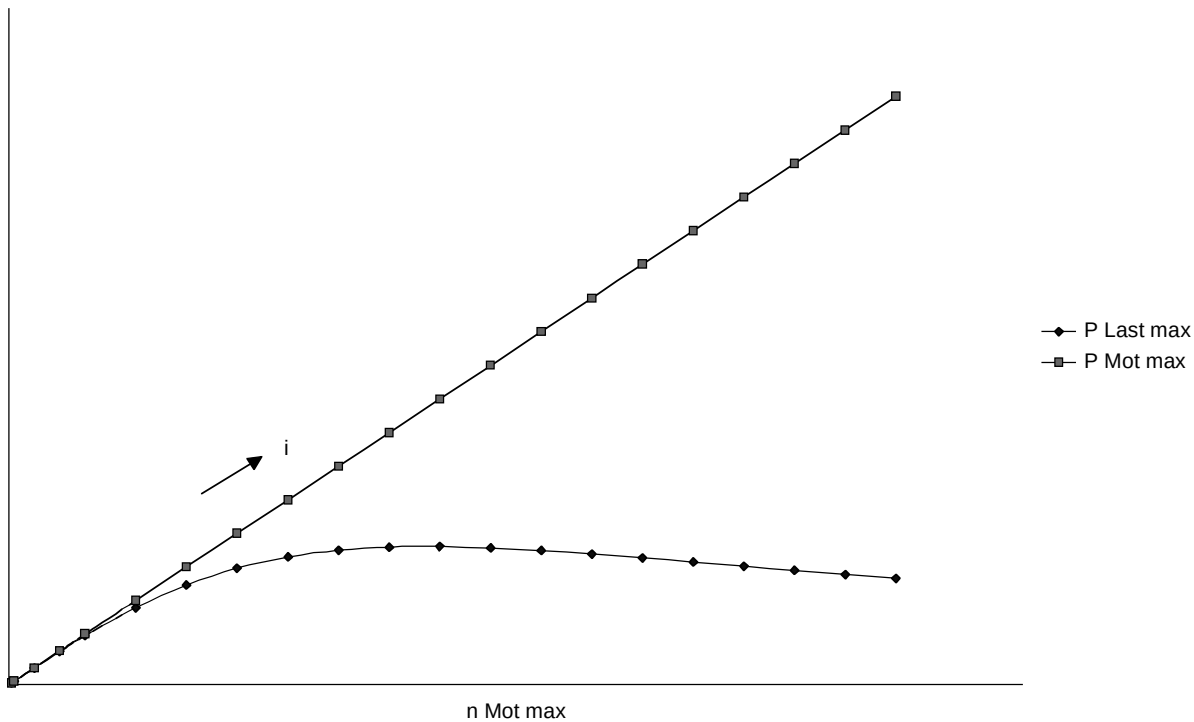
mit

$$i = \frac{n_{\text{Mot max}}}{n_{\text{Last max}}}$$

$$P_{\text{Last max}} = J_{\text{Last max}} \cdot \alpha_{\text{Last max}} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{\text{Last max}}}{60} \quad (n_{\text{Last max}} \text{ in min}^{-1})$$

$$= J_{\text{Last}} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{\text{Last max}}}{60} \cdot \frac{M_{\text{Mot max}}}{(J_{\text{Mot}} + J_G) \cdot i + J_{\text{Last}} \cdot \frac{1}{i}}$$

Trägt man für konstantes $M_{\text{Mot max}}$ für verschiedene Werte von i die Punkte $P_{\text{Mot max}}/n_{\text{Mot max}}$ und $P_{\text{Last max}}/n_{\text{Mot max}}$ auf, so erhält man die folgenden Kurven.



Beispiel für die max. Motorleistung und die max. Lastleistung in Abhängigkeit von der Getriebeübersetzung i

Die optimale Getriebeübersetzung für die größte Leistungsabgabe an die Last und damit für die kürzeste Hochlaufzeit ergibt sich mit

$$\frac{dP_{Last\ max}}{di} = 0 = -J_{Last} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{Last\ max}}{60} \cdot \frac{M_{Mot\ max}}{\left((J_{Mot} + J_G) \cdot i + J_{Last} \cdot \frac{1}{i} \right)^2} \cdot \left(J_{Mot} + J_G - J_{Last} \cdot \frac{1}{i^2} \right)$$

zu

$$i_{opt} = \sqrt{\frac{J_{Last}}{J_{Mot} + J_G}}$$

Ist die Beschleunigung $\alpha_{Last\ max}$ vorgegeben, erhält man mit der optimalen Getriebeübersetzung das kleinste Beschleunigungsmoment $M_{Mot\ max}$ und damit auch den kleinsten Motorstrom.

Mit $i=i_{opt}$ ergibt sich für die max. Motorleistung:

$$P_{Mot\ max} = 2 \cdot P_{Last\ max} \quad (\text{d.h. Leistungsanpassung})$$

Leistungsmäßig wird ein Motor bzgl. der dyn. Grenzkurve am besten ausgenutzt wenn die benötigte max. Motorleistung in der Nähe der max. möglichen Motorleistung liegt. Die max. Lastleistung wird bei konstantem max. Motormoment mit der optimalen Getriebeübersetzung erreicht. Liegt die mit der optimalen Getriebeübersetzung erzielte max. Motordrehzahl höher als n_{grenz} , ergibt sich das Maximum der Lastleistung bei n_{grenz} .

Je nach dem Verhältnis des Motorträgheitsmomentes zum Lastträgheitsmoment lassen sich 2 Grenzfälle unterscheiden.

a) Das Motorträgheitsmoment hat keinen nennenswerten Einfluß auf die Beschleunigung

Hier gilt für alle infrage kommenden Getriebeübersetzungen:

$$J_{\text{Mot}} + J_G \ll J_{\text{Last}} / i^2$$

Bezüglich der Kurve $P_{\text{Last max}}/n_{\text{Mot max}}$ liegt $n_{\text{Mot max}}$ weit links vom Optimum.

Man erhält für $P_{\text{Last max}}$:

$$P_{\text{Last max}} \approx P_{\text{Mot max}}$$

Die benötigte Leistung $P_{\text{Last max}}$ läßt sich mit hohem Moment bei kleiner Drehzahl oder mit niedrigem Moment bei hoher Drehzahl erzielen. Bezgl. der Abmessungen sind hier im allgemeinen Motoren mit höherer Nenndrehzahl günstiger da die maximal mögliche Motorleistung bei gleichen Abmessungen mit höherer Nenndrehzahl zunimmt. Die Ausnutzung ist am besten wenn der Motor gerade mit der maximal möglichen Motorleistung betrieben wird.

b) Das Motorträgheitsmoment hat einen wesentlichen Einfluß auf die Beschleunigung

Hier ist es günstig die optimale Getriebeübersetzung einzustellen. Mit $i = i_{\text{opt}}$ ergibt sich für

$P_{\text{Last max}}$:

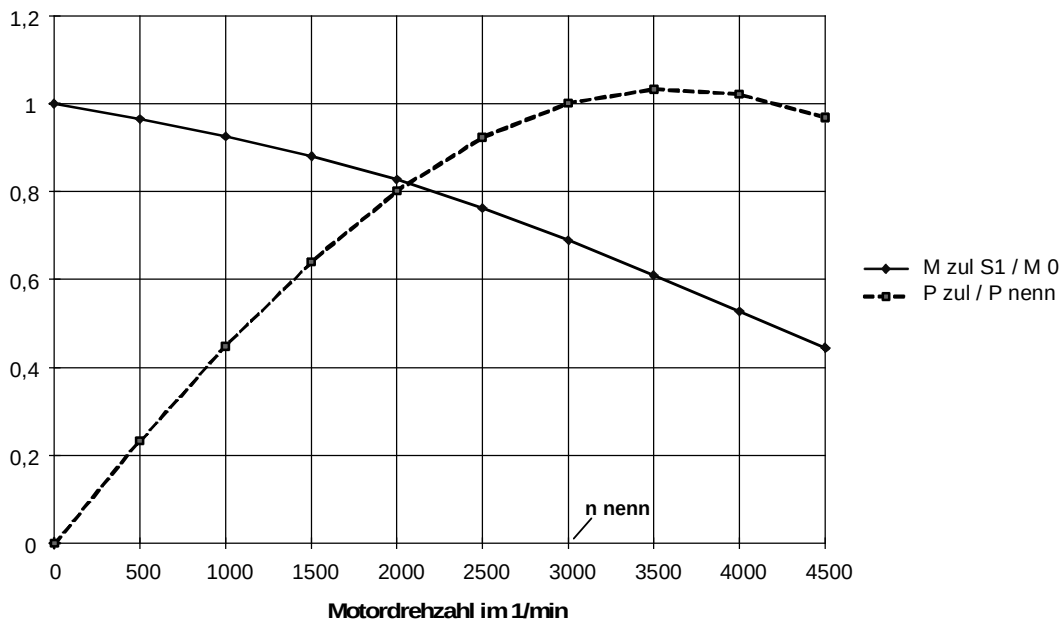
$$P_{\text{Last max}} = \frac{P_{\text{Mot max}}}{2}$$

Auch hier sind bzgl. der Abmessungen im allgemeinen Motoren mit höherer Nenndrehzahl günstiger. Die Ausnutzung ist am besten wenn der Motor bei n_{grenz} mit der dort möglichen maximalen Motorleistung betrieben wird.

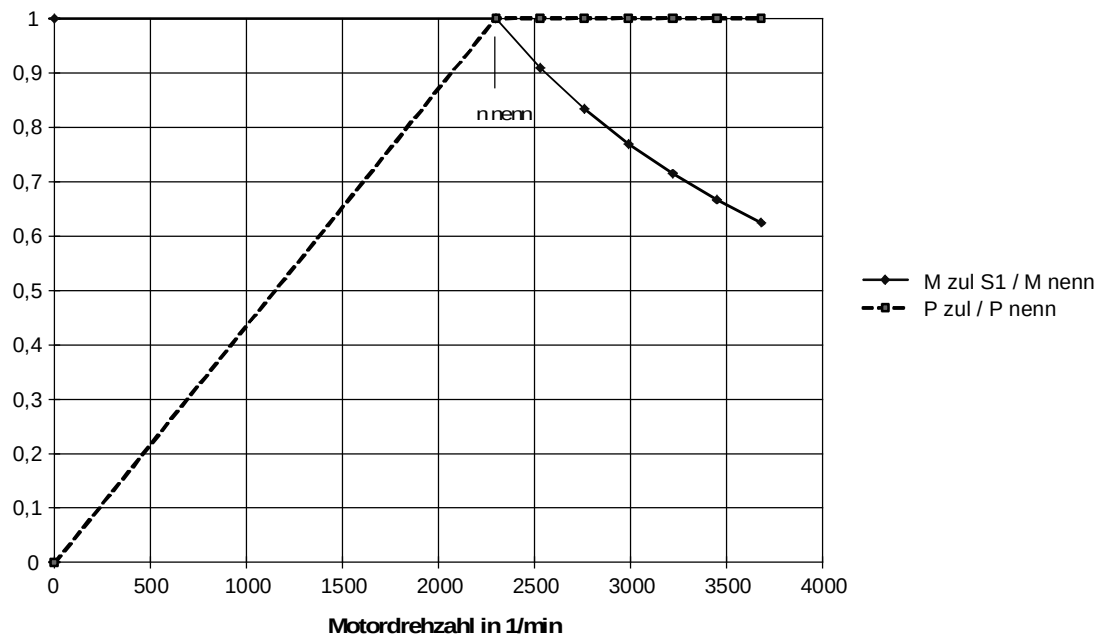
Optimale Ausnutzung eines Motors nach den thermischen Anforderungen

Zur Ermittlung der optimalen thermischen Ausnutzung eines Motors wird die S1-Grenzkurve des Motors und die sich daraus ergebende zulässige Motorleistung betrachtet. Es ist:

$$P_{\text{Mot zul stat}} = M_{\text{Mot zul stat}} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{\text{Mot}}}{60} \quad (n_{\text{Mot}} \text{ in } \text{min}^{-1})$$



Beispiel für die S1-Grenzkurve und die statisch zulässige Motorleistung bei 1FT6086-8AH7



Beispiel für die S1-Grenzkurve und die statisch zulässige Motorleistung bei 1PA6103-4HG

Ein Motor ist für einen Antriebsfall thermisch geeignet wenn das effektive Motormoment bei n_{mittel} unterhalb der S1-Grenzkurve liegt. Bei Synchron-Servomotoren nimmt das thermisch zulässige Moment mit höher werdender Motordrehzahl ab. Die maximal mögliche Motorleistung ergibt sich aber bei einer Motordrehzahl die im allgemeinen oberhalb der Nenndrehzahl liegt. Bei Synchron-Servomotoren mit höheren Nenndrehzahlen und höheren Nennleistungen kann dieser Wert auch unterhalb der Nenndrehzahl liegen. Bei Asynchron-Servomotoren nimmt das thermisch zulässige Moment bei Motordrehzahlen größer n_{nenn} proportional mit $1/n_{\text{Mot}}$ ab. Die maximal mögliche Motorleistung wird daher bei n_{nenn} erreicht und bleibt dann konstant.

Ein Motor wäre also bzgl. der S1-Grenzkurve gut ausgenutzt wenn die mittlere Motordrehzahl in der Nähe des Leistungsoptimums liegt. Dies ist allerdings bei Taktantrieben wegen der Reduktion des zulässigen dyn. Motormomentes bei $n_{\text{Mot max}}$ durch die Spannungsgrenzkurve bzw. die Kippmomentengrenzkurve meist nicht möglich. Betrachtet man einen Antrieb mit konstantem Beschleunigungsmoment so darf die mittlere Motordrehzahl nur so hoch liegen, daß bei $n_{\text{Mot max}}$ das Beschleunigungsmoment gerade noch unterhalb der dyn. Grenzkurve liegt. Die Ausnutzung ist dann am besten wenn zusätzlich das effektive Motormoment in der Nähe der S1-Grenzkurve liegt und wenn die mittlere Motordrehzahl gerade mit der optimalen Getriebeübersetzung für das kleinste effektive Motormoment erreicht wird (bei einem reinen Schwungmassenantrieb fällt das Minimum des effektiven Motormomentes mit dem Minimum des Beschleunigungsmomentes zusammen). Diese Bedingungen lassen sich natürlich nur selten zusammen erfüllen.

Vorgehensweise bei der Wahl der Nenndrehzahl für eine bestimmte Antriebsaufgabe

a) Getriebeübersetzung gegeben

- Mit Hilfe des Projektierungsprogrammes PFAD werden Motoren mit verschiedenen Nenndrehzahlen bestimmt
- Auswahl einer günstigen Motor/Umrichter-Kombination

b) Getriebeübersetzung wählbar

- Mit Hilfe des Projektierungsprogrammes PFAD wird ein Motor kleinster Baugröße bei einer bestimmten Nenndrehzahl durch Variation der Getriebeübersetzung innerhalb der möglichen Grenzen ermittelt
- Fortführung dieses Verfahrens für andere Nenndrehzahlen
- Auswahl einer günstigen Motor/Getriebe/Umrichter-Kombination

Je nachdem ob die Auswahl des Motors nach dem Effektivwert (z. B. kurze Pausenzeiten), nach dem maximalen Motormoment (z. B. lange Pausenzeiten) oder zusätzlich nach der optimalen Getriebeübersetzung erfolgt, kann für eine bestimmte Antriebsaufgabe ein Motor mit niedriger oder hoher Nenndrehzahl günstiger sein. Zur Veranschaulichung dienen die folgenden Beispiele.

4.12.2 Beispiel 1, Drehtischantrieb mit $i=4$ und kurzer Pausenzeit

Daten des Antriebs

Lastträgheitsmoment

$$J_{\text{Last}} = 0,4 \text{ kgm}^2$$

Trägheitsmoment Getriebe (Zahnriemenscheiben)

$$J_G = 0,002 \text{ kgm}^2$$

Drehwinkel

$$\varphi_{\text{ges}} = 180 \text{ grad}$$

Positionierzeit

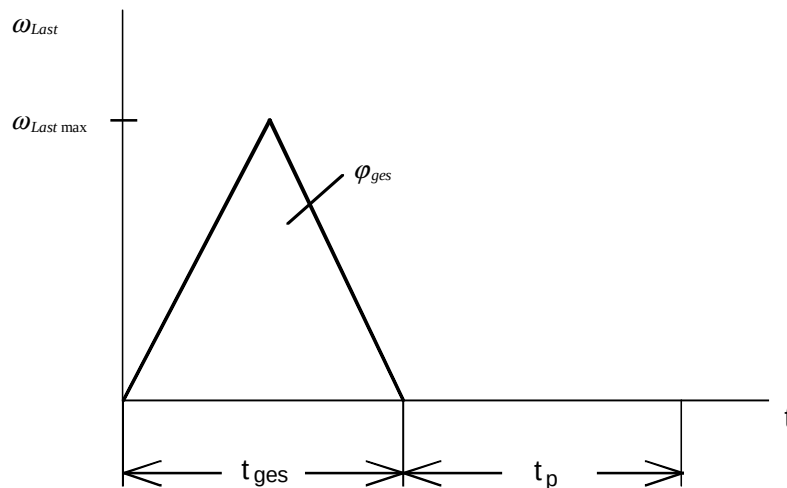
$$t_{\text{ges}} = 0,2 \text{ s}$$

Pausenzeit

$$t_p = 0,2 \text{ s}$$

Es soll ein 1FT6-Motor eingesetzt werden.

Fahrkurve



$$\omega_{\text{Last max}} = \frac{2 \cdot \varphi_{\text{ges}}}{t_{\text{ges}}} = \frac{2 \cdot \pi}{0,2} = 31,42 \text{ s}^{-1}$$

$$\alpha_{\text{Last max}} = \frac{\omega_{\text{Last max}}}{\frac{t_{\text{ges}}}{2}} = \frac{2 \cdot 31,42}{0,2} = 314,2 \text{ s}^{-2}$$

$$n_{\text{Last max}} = \frac{\omega_{\text{Last max}} \cdot 60}{2 \cdot \pi} = \frac{31,42 \cdot 60}{2 \cdot \pi} = 300 \text{ min}^{-1}$$

$$n_{\text{Mot max}} = i \cdot n_{\text{Last max}} = 4 \cdot 300 = 1200 \text{ min}^{-1}$$

Damit erhält man für das maximale Motormoment beim Beschleunigen bzw. beim Verzögern:

$$M_{Mot\ max} = (J_{Mot} + J_G) \cdot \alpha_{Last\ max} \cdot i + J_{Last} \cdot \alpha_{Last\ max} \cdot \frac{1}{i}$$

Das effektive Motormoment und die mittlere Motordrehzahl ergibt sich zu:

$$M_{eff} = \sqrt{\frac{M_{Mot\ max}^2 \cdot t_{ges}}{t_{ges} + t_p}} = M_{Mot\ max} \cdot \sqrt{\frac{t_{ges}}{t_{ges} + t_p}} = M_{Mot\ max} \cdot \sqrt{\frac{0,2}{0,2 + 0,2}} = M_{Mot\ max} \cdot 0,707$$

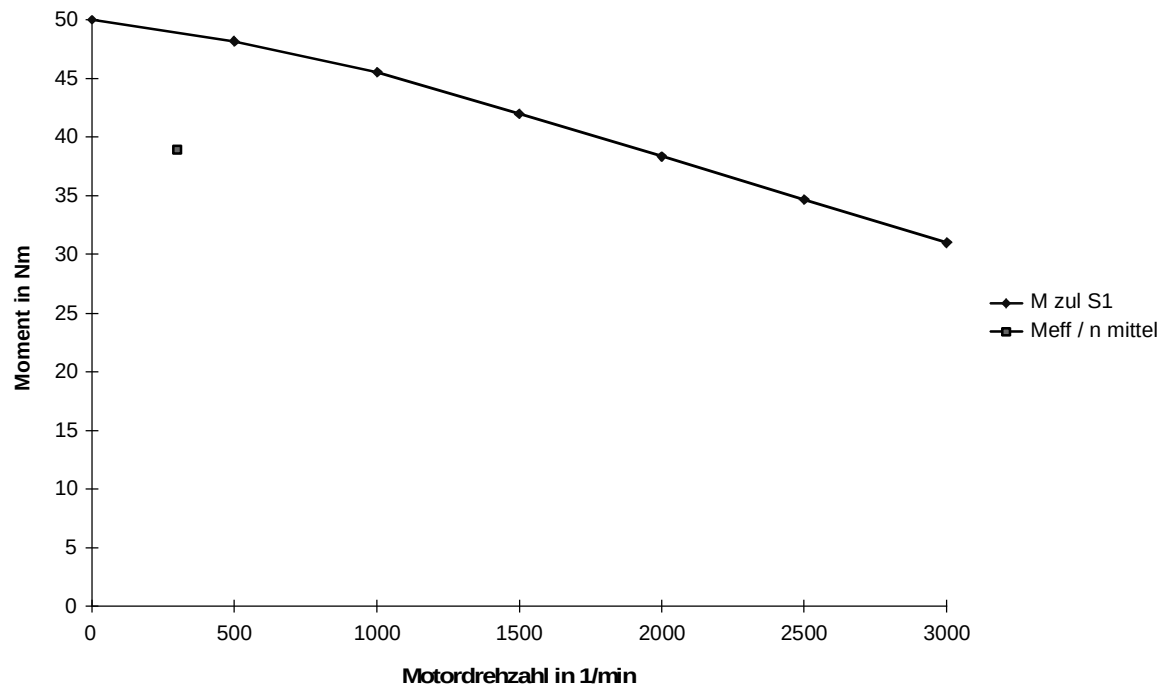
$$n_{mittel} = \frac{\frac{n_{Mot\ max} \cdot t_{ges}}{2} \cdot 2}{t_{ges} + t_p} = \frac{\frac{1200}{2} \cdot 0,2}{0,2 + 0,2} = 300\ min^{-1}$$

Bei gegebenem Getriebe hängen das maximale Motormoment und das effektive Motormoment nur von J_{Mot} ab.

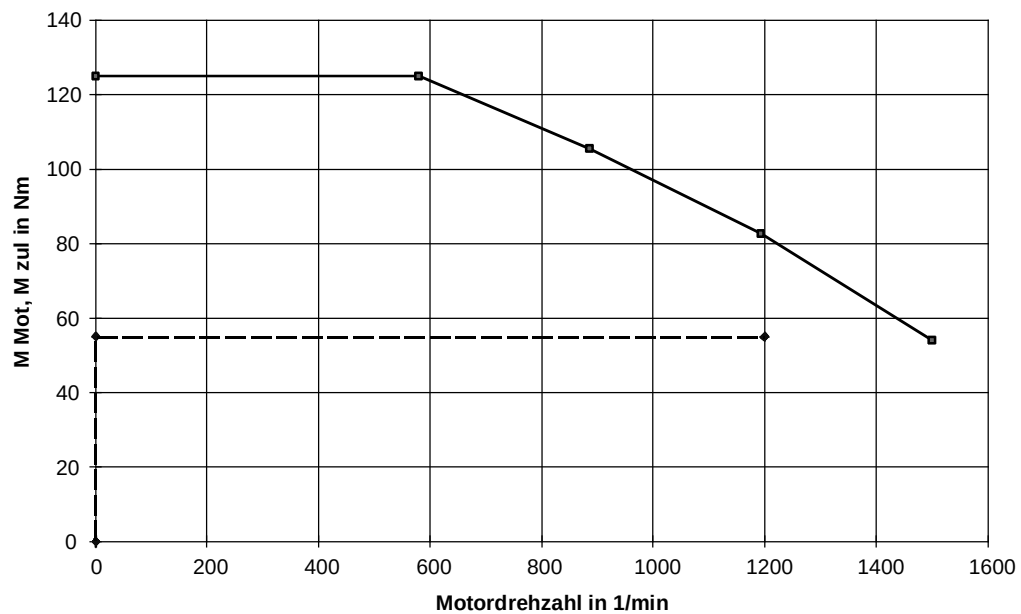
Die Auswahl unter 1FT6-Motoren ergibt die folgenden 3 Motoren

Nenndrehzahl	eff. Motorstrom	Motortyp / Nennleistung	Umrichter / Nennleistung
1500 min ⁻¹	13,09 A	1FT6105-8AB7 / 6,6 kW	6SE7021-4EP50 / 5,5 kW
2000 min ⁻¹	17,45 A	1FT6105-8AC7 / 8 kW	6SE7022-1EP50 / 7,5 kW
3000 min ⁻¹	26,18 A	1FT6105-8AF7 / 9,7 kW	6SE7022-7EP50 / 11 kW

Wegen der kurzen Pausenzeit erfolgt hier die Auswahl nach dem Effektivwert. Die 3 Motoren gleicher Baugröße und Länge haben zwar unterschiedliche Nenndrehzahlen und Nennleistungen aber das gleiche Motorträgheitsmoment und die gleiche S1-Kurve. Der günstigste Motor ist hier derjenige mit dem kleinsten Motorstrom, d.h. in diesem Fall der Motor dessen Nenndrehzahl in der Nähe der mittleren Motordrehzahl $n_{mittel}=300\ min^{-1}$ liegt. Der Typ mit 1500 min⁻¹ erfüllt diese Bedingung am besten und hier ergibt sich mit 5,5 kW auch der kleinste Umrichter.



M_{S1} -Kurven und M_{eff} bei n_{mittel} für die Motoren mit $n_n=1500 \text{ min}^{-1}$, $n_n=2000 \text{ min}^{-1}$ und $n_n=3000 \text{ min}^{-1}$



Dynamische Grenzkurve und Motormomentkurve für den Motor mit $n_n=1500 \text{ min}^{-1}$

4.12.3 Beispiel 2, Drehtischantrieb mit $i=4$ und langer Pausenzeit

Es soll jetzt der Drehtischantrieb von Beispiel 1 mit sonst gleichen Daten aber einer Pausenzeit von 4 s untersucht werden. Die mittlere Motordrehzahl beträgt nun:

$$n_{\text{mittel}} = \frac{\frac{n_{\text{Mot max}}}{2} \cdot \frac{t_{\text{ges}}}{2} \cdot 2}{t_{\text{ges}} + t_p} = \frac{\frac{1200}{2} \cdot 0,2}{0,2 + 4} = 28,57 \text{ min}^{-1}$$

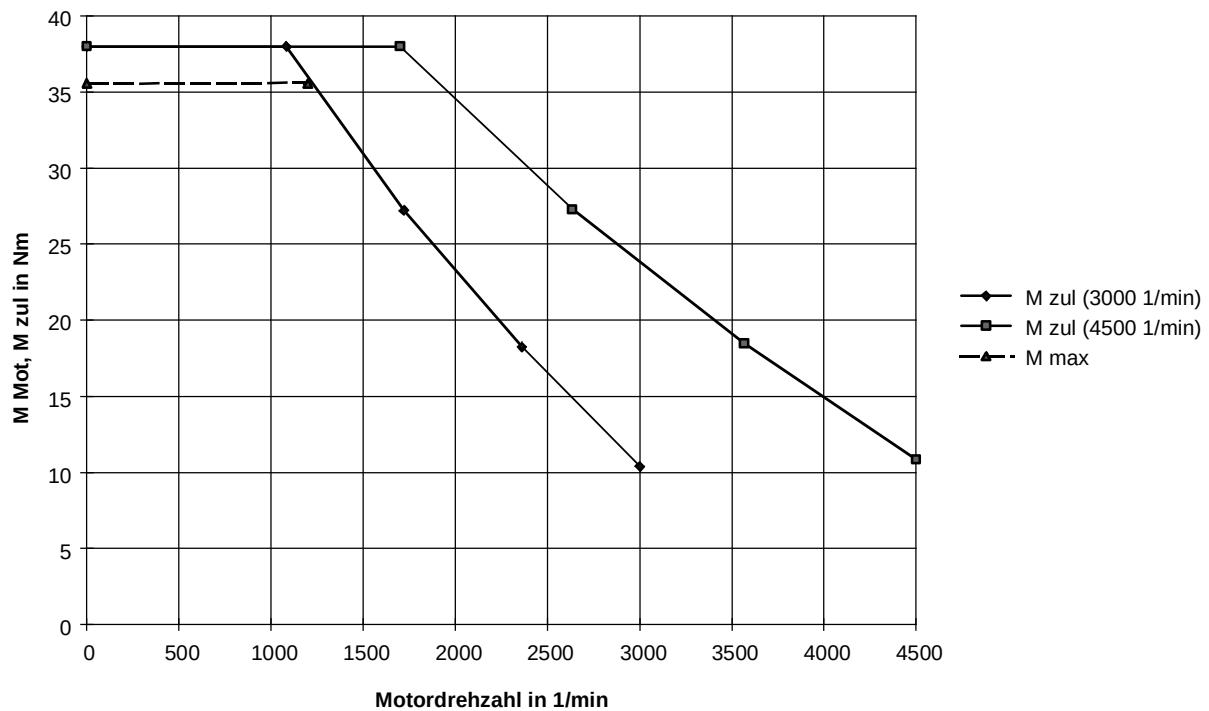
Für das Verhältnis Effektivmoment zu Maximalmoment ergibt sich hier:

$$M_{\text{eff}} = M_{\text{Mot max}} \cdot \sqrt{\frac{0,2}{0,2 + 4}} = M_{\text{Mot max}} \cdot 0,22$$

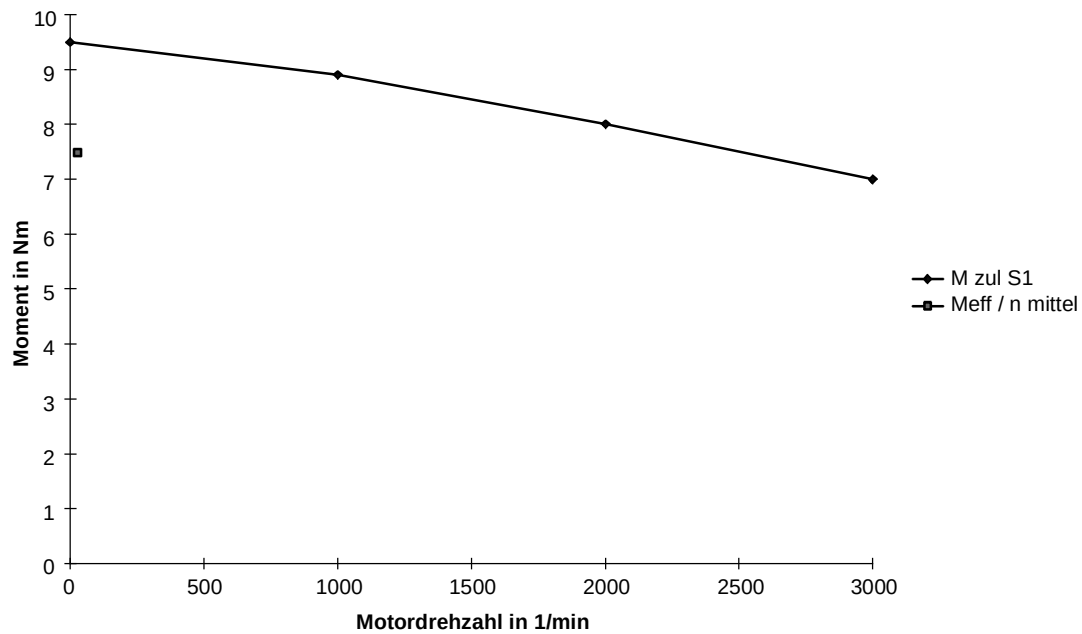
Eine Auswahl unter 1FT6-Motoren ergibt die folgenden 4 Motoren

Nenndrehzahl	max. Motorstrom	Motortyp / Nennleistung	Umrichter / Nennleistung
2000 min ⁻¹	19,52 A	1FT6084-8AC7 / 3,5 kW	6SE7018-0EP50 / 3 kW
3000 min ⁻¹	29,42 A	1FT6064-6AF7 / 2,2 kW	6SE7021-0EP50 / 4 kW
4500 min ⁻¹	44,15 A	1FT6064-6AH7 / 2,3 kW	6SE7022-1EP50 / 7,5 kW
6000 min ⁻¹	62,15 A	1FT6082-8AK7 / 3,5 kW	6SE7022-7EP50 / 11 kW

Wegen der langen Pausenzeit erfolgt hier die Motorauswahl nach der dynamischen Grenzkurve. Die ausgewählten Umrichter der Bauform Kompakt Plus werden nach dem 3fachen Nennstrom ausgenutzt. Dies ist möglich, da die Stromflußdauer kleiner als 250 ms und die Pausenzeit größer als 750 ms ist. Von den beiden baukleinsten Motoren mit $n_n=3000 \text{ min}^{-1}$ und $n_n=4500 \text{ min}^{-1}$ ist derjenige mit der niedrigeren Nenndrehzahl günstiger, da sich hier die Motormomentenkurve besser der dynamischen Grenzkurve anpaßt und sich somit ein kleinerer Motorstrom ergibt. Der Motor mit $n_n=2000 \text{ min}^{-1}$ ist zwar baugrößer hat aber einen kleineren Motorstrom. Dies hängt damit zusammen, daß die Maximaldrehzahl näher an der Nenndrehzahl liegt. Die optimalste Kombination dürfte der Motor mit $n_n=3000 \text{ min}^{-1}$ zusammen mit dem 4 kW-Umrichter sein.



Dynamische Grenzkurven und Motormomentenkurve für die Motoren mit $n_n=3000 \text{ min}^{-1}$ und $n_n=4500 \text{ min}^{-1}$



M_{S1} -Kurve und M_{eff} bei n_{mittel} für den Motor mit $n_n=3000 \text{ min}^{-1}$

4.12.4 Beispiel 3, Drehtischantrieb mit wählbarer Übersetzung und kurzer Pausenzeit

Daten des Antriebs

Lastträgheitsmoment	$J_{\text{Last}} = 0,075 \text{ kgm}^2$
Trägheitsmoment Getriebe	$J_G = 0,0003 \text{ kgm}^2$
Drehwinkel	$\varphi_{\text{ges}} = 18 \text{ grad}$
Positionierzeit	$t_{\text{ges}} = 0,05 \text{ s}$
Pausenzeit	$t_p = 0,05 \text{ s}$

Es soll ein 1FT6-Motor eingesetzt werden.

$$\omega_{\text{Last max}} = \frac{2 \cdot \varphi_{\text{ges}}}{t_{\text{ges}}} = \frac{2 \cdot \frac{\pi}{10}}{0,05} = 12,566 \text{ s}^{-1}$$

$$\alpha_{\text{Last max}} = \frac{\omega_{\text{Last max}}}{\frac{t_{\text{ges}}}{2}} = \frac{2 \cdot 12,566}{0,05} = 502,65 \text{ s}^{-2}$$

$$n_{\text{Last max}} = \frac{\omega_{\text{Last max}} \cdot 60}{2 \cdot \pi} = \frac{12,566 \cdot 60}{2 \cdot \pi} = 120 \text{ min}^{-1}$$

$$n_{\text{Mot max}} = i \cdot n_{\text{Last max}}$$

Das maximale Motormoment beim Beschleunigen bzw. beim Verzögern sowie das effektive Motormoment ergibt sich wie bei Beispiel 1 zu:

$$M_{\text{Mot max}} = (J_{\text{Mot}} + J_G) \cdot \alpha_{\text{Last max}} \cdot i + J_{\text{Last}} \cdot \alpha_{\text{Last max}} \cdot \frac{1}{i}$$

$$M_{\text{eff}} = \sqrt{\frac{M_{\text{Mot max}}^2 \cdot t_{\text{ges}}}{t_{\text{ges}} + t_p}} = M_{\text{Mot max}} \cdot \sqrt{\frac{t_{\text{ges}}}{t_{\text{ges}} + t_p}} = M_{\text{Mot max}} \cdot \sqrt{\frac{0,05}{0,05 + 0,05}} = M_{\text{Mot max}} \cdot 0,707$$

Bei wählbarer Getriebeübersetzung hängen das maximale Motormoment und das effektive Motormoment von J_{Mot} , J_G und i ab. Die mittlere Motordrehzahl ergibt sich zu:

$$n_{\text{mittel}} = \frac{\frac{i \cdot n_{\text{Last max}}}{2} \cdot \frac{t_{\text{ges}}}{2} \cdot 2}{t_{\text{ges}} + t_p}$$

Eine Auswahl unter 1FT6-Motoren ergibt unter Berücksichtigung der optimalen Getriebeübersetzung die folgenden 3 Motoren

Nenndrehzahl	eff. Motorstrom	Motortyp / Nennleistung	Umrichter / Nennleistung
2000 min ⁻¹	3,44 A	1FT6064-6AC7 / 1,7 kW	6SE7015-0EP50 / 1,5 kW
3000 min ⁻¹	4,98 A	1FT6064-6AF7 / 2,2 kW	6SE7015-0EP50 / 1,5 kW
4500 min ⁻¹	7,51 A	1FT6064-6AH7 / 2,3 kW	6SE7018-0EP50 / 3 kW

Wegen der kurzen Pausenzeit erfolgt hier die Auswahl nach dem Effektivwert. Die 3 Motoren gleicher Baugröße und Länge haben zwar unterschiedliche Nenndrehzahlen und Nennleistungen aber das gleiche Motorträgheitsmoment und die gleiche S1-Kurve. Die Getriebeoptimierung ergibt daher für alle 3 Motoren den gleichen Wert von

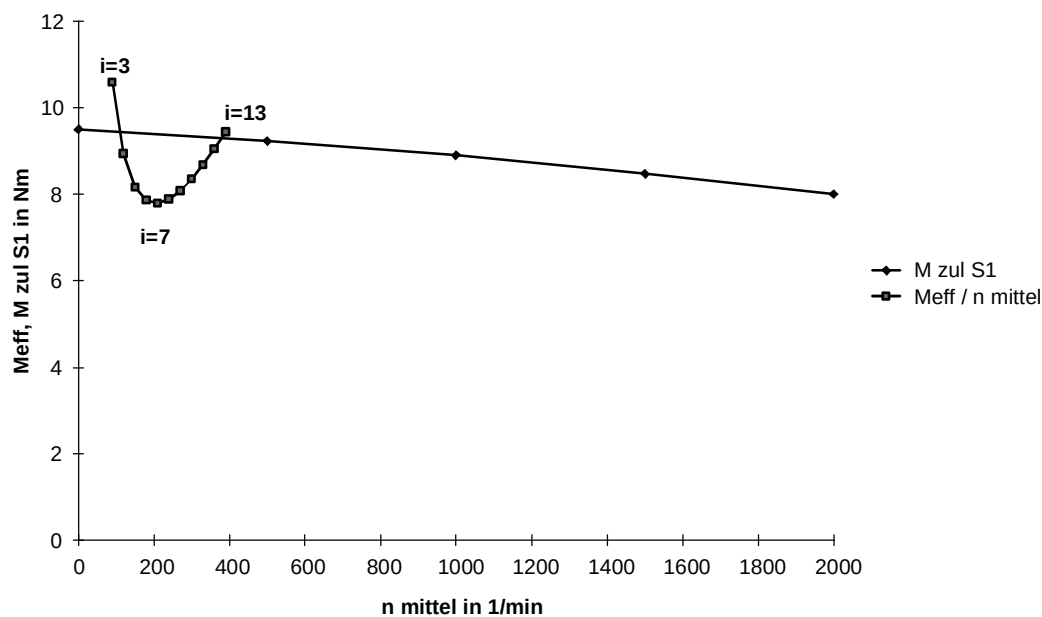
$$i_{opt} = \sqrt{\frac{J_{Last}}{J_{Mot} + J_G}} = \sqrt{\frac{0,075}{0,0013 + 0,0003}} = 6,85$$

Bei der obigen Tabelle wurde der Wert 7 zugrunde gelegt. Der günstigste Motor ist hier derjenige mit dem kleinsten Motorstrom, d.h. der Motor dessen Nenndrehzahl der mittleren Motordrehzahl am nächsten liegt. Der Typ mit 2000 min⁻¹ erfüllt diese Bedingung. Ein Motor mit $n_n=1500 \text{ min}^{-1}$ scheidet hier aus, da der kleinste Motor mit dieser Nenndrehzahl der Typ 1FT6102-8AB7 mit 3,8 kW Nennleistung ist. Die Maximaldrehzahl und die mittlere Motordrehzahl ergeben sich zu:

$$n_{Mot \max} = i \cdot n_{Last \max} = 7 \cdot 120 = 840 \text{ min}^{-1}$$

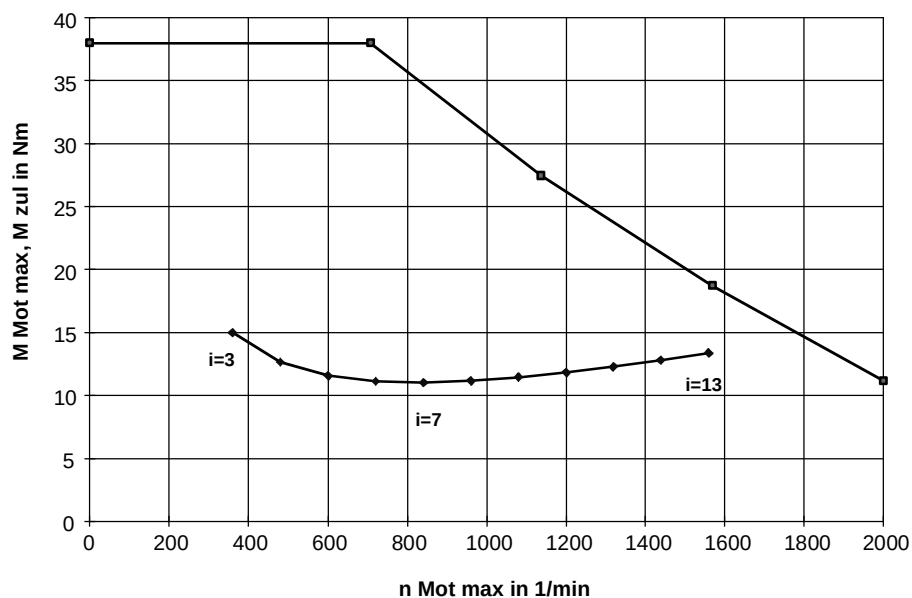
$$n_{mittel} = \frac{\frac{i \cdot n_{Last \max}}{2} \cdot \frac{t_{ges}}{2} \cdot 2}{t_{ges} + t_p} = \frac{\frac{7 \cdot 120}{2} \cdot 0,05}{0,05 + 0,05} = 210 \text{ min}^{-1}$$

Überträgt man für verschiedene Getriebeübersetzungen jeweils die Punkte M_{eff} , n_{mittel} in das Diagramm $M_{zul \ S1}$ so ergibt sich das folgende Bild.



Optimierung von M_{eff} für den Motor mit $n_n=2000 \text{ min}^{-1}$

Überträgt man für verschiedene Getriebeübersetzungen jeweils die Eckpunkte $M_{\text{Mot max}}$, $n_{\text{Mot max}}$ in das Diagramm $M_{\text{zul max}}$ so ergibt sich das folgende Bild.



Optimierung von $M_{\text{Mot max}}$ für den Motor mit $n_n=2000 \text{ min}^{-1}$

4.12.5 Beispiel 4, Drehtischantrieb mit wählbarer Übersetzung und langer Pausenzeit

Es soll jetzt der Drehtischantrieb von Beispiel 1 mit sonst gleichen Daten aber einer Pausenzeit von 4 s und mit wählbarer Übersetzung (Planetengetriebe) untersucht werden. Je nach ermitteltem Motortyp wird das entsprechende Getriebeträgheitsmoment eingesetzt.

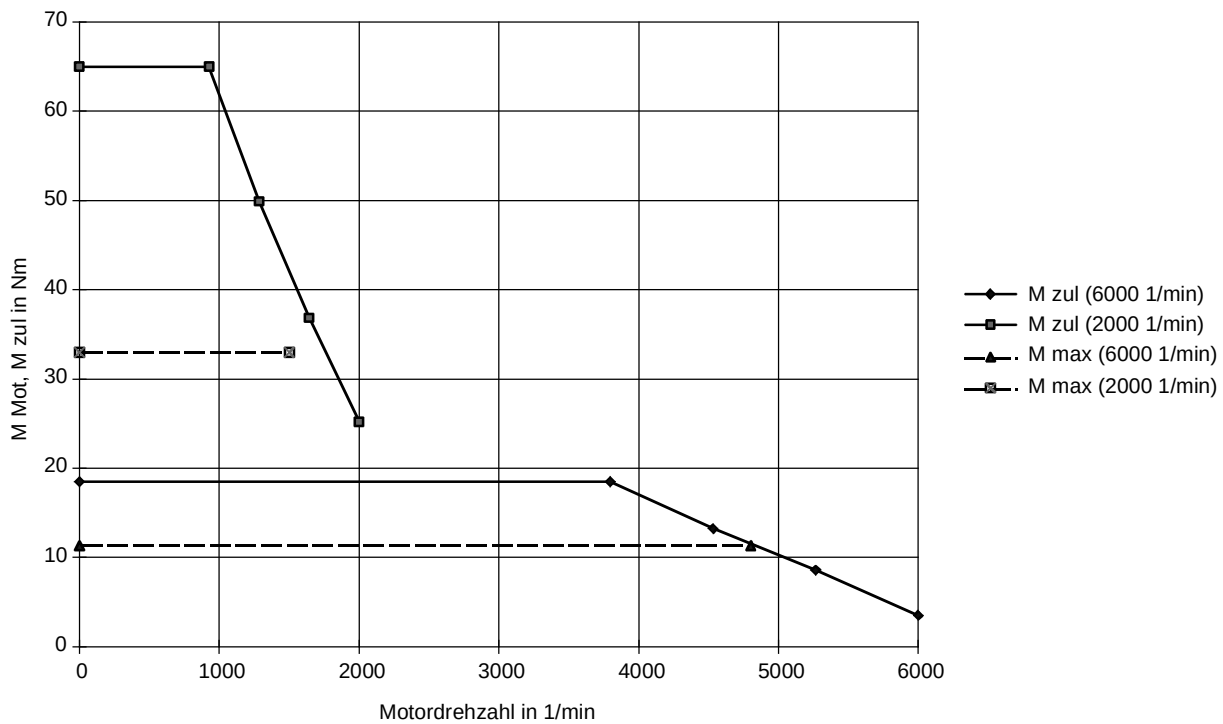
Eine Auswahl unter 1FT6-Motoren ergibt die folgenden 4 Motoren

Nenndrehzahl	max. Motorstrom	Motortyp / Nennleistung	Umrichter / Nennleistung
2000 min ⁻¹	16,33 A	1FT6084-8AC7 / 3,5 kW	6SE7018-0EP50 / 3 kW
3000 min ⁻¹	14,55 A	1FT6064-6AF7 / 2,2 kW	6SE7015-0EP50 / 1,5 kW
4500 min ⁻¹	17,56 A	1FT6064-6AH7 / 2,3 kW	6SE7018-0EP50 / 3 kW
6000 min ⁻¹	14,23 A	1FT6044-4AK7 / 1,9 kW	6SE7015-0EP50 / 1,5 kW

Es wurden dabei je nach Motortyp die folgenden Werte für i und J_G verwendet.

Nenndrehzahl	i	i_{opt}	$n_{Mot\ max}$	J_G
2000 min ⁻¹	5	8,48	1500 min ⁻¹	0,00084 kgm ²
3000 min ⁻¹	7	16,12	2100 min ⁻¹	0,00024 kgm ²
4500 min ⁻¹	10	16,33	3000 min ⁻¹	0,0002 kgm ²
6000 min ⁻¹	16 (2stufig)	24,08	4800 min ⁻¹	0,00018 kgm ²

Wegen der Begrenzung durch die dynamische Grenzkurve kann hier als Getriebeübersetzung nicht i_{opt} genommen werden. Die ausgewählten Umrichter der Bauform Kompakt Plus werden nach dem 3fachen Nennstrom ausgenutzt. Dies ist möglich, da die Stromflußdauer kleiner als 250 ms und die Pausenzeit größer als 750 ms ist. Im Gegensatz zu Beispiel 2 mit fester Getriebeübersetzung erhält man hier durch die Optimierung der Getriebeübersetzung den baukleinsten Motor bei der höchsten Nenndrehzahl $n_n=6000\text{ min}^{-1}$.



Dynamische Grenzkurven und Motormomentkurven für die Motoren mit $n_n=2000 \text{ min}^{-1}$ (BG 80) und $n_n=6000 \text{ min}^{-1}$ (BG 48).

4.12.6 Beispiel 5, Fahrtrieb mit wählbarer Übersetzung und langer Pausenzeit

Daten des Antriebs

Zu fördernde Masse	m	= 5500 kg
Lastraddurchmesser	D	= 0,34 m
Spezifischer Fahrwiderstand	w_F	= 0,02
Getriebeübersetzung	i	= 16
Mech. Wirkungsgrad	η	= 0,75
Max. Fahrgeschwindigkeit	$v_{\max}$	= 2,66 m/s
Max. Beschleunigung	$a_{\max}$	= 0,44 m/s ²
Max. Verfahrweg	$s_{\max}$	= 42,6 m
Pausenzeit nach einem Verfahrensvorgang	t_P	= 10 s

Es handelt sich hierbei um den Fahrtrieb für das Regalförderzeug aus Kapitel 3.1.4. Es soll ein 1PA6-Motor eingesetzt werden.

Eine Auswahl unter 1PA6-Motoren ergibt die folgenden 3 Motoren.

Nenndrehzahl	max. Motorstrom	Motortyp / Nennleistung	Wechselrichter / Nennleistung
1150 min ⁻¹	32,82 A	1PA6107-4HD / 7,2 kW	6SE7022-6TC61 / 11 kW
1750 min ⁻¹	30,66 A	1PA6105-4HF / 8 kW	6SE7022-6TC61 / 11 kW
2300 min ⁻¹	26,97 A	1PA6103-4HG / 7,5 kW	6SE7022-6TC61 / 11 kW

Es wurden dabei je nach Motortyp die folgenden Werte für i verwendet.

Nenndrehzahl	i	i_{opt}	$n_{\text{Mot max}}$	n_{grenz}
1150 min ⁻¹	7	103	1046 min ⁻¹	1313 min ⁻¹
1750 min ⁻¹	10	103	1494 min ⁻¹	1750 min ⁻¹
2300 min ⁻¹	16 (2stufig)	134	2391 min ⁻¹	2492 min ⁻¹

Die Getriebeübersetzungen wurden so gewählt, daß die maximale Motordrehzahl möglichst in der Nähe der Drehzahl n_{grenz} liegt. Wegen der Begrenzung durch die dyn. Grenzkurve und der Begrenzung durch die maximal zulässige Motordrehzahl kann hier als Getriebeübersetzung nicht i_{opt} genommen werden. Das Getriebeträgheitsmoment wurde wegen des großen Lastträgheitsmomentes vernachlässigt. Der baukleinste Motor ist der Typ 1PA6103-4HG mit $n_n=2300 \text{ min}^{-1}$. Dieser Motor nimmt auch den kleinsten Strom auf, da er bzgl. n_{grenz} und i_{opt} am günstigsten liegt. Motoren mit $n_n=400 \text{ min}^{-1}$ und $n_n=2900 \text{ min}^{-1}$ scheiden hier aus, da der kleinste Motor mit $n_n=400 \text{ min}^{-1}$ der Typ 1PA6163-4HB. und der kleinste Motor mit $n_n=2900 \text{ min}^{-1}$ der Typ 1PA6184-4HL. ist.

Die optimale Getriebeübersetzung berechnet sich hier über das Motormoment beim Beschleunigen

$$M_{Mot\ max} = J_{Mot} \cdot \alpha_{Last\ max} \cdot i + (J_{Last} \cdot \alpha_{Last\ max} + M_{Last}) \cdot \frac{1}{\eta_{mech} \cdot i}$$

zu

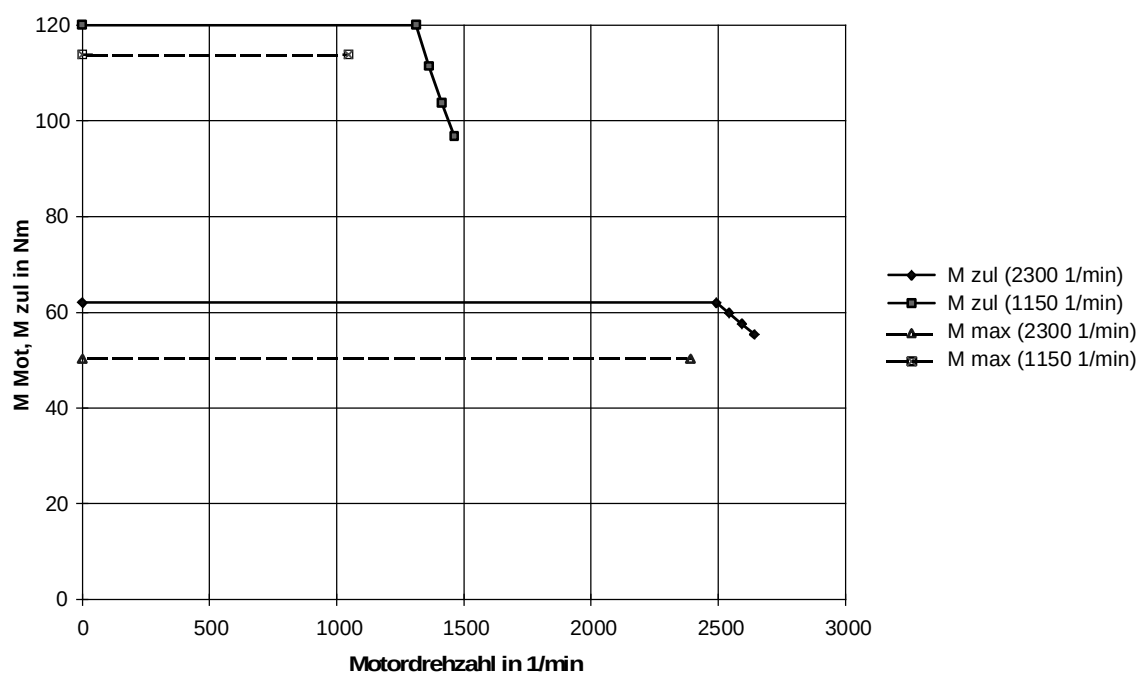
$$i_{opt} = \sqrt{\frac{J_{Last} + \frac{M_{Last}}{\alpha_{Last\ max}}}{J_{Mot} \cdot \eta_{mech}}}$$

Dabei ist

$$M_{Last} = m \cdot g \cdot w_F \cdot \frac{D}{2} = 5500 \cdot 9,81 \cdot 0,02 \cdot \frac{0,34}{2} = 183,45\ Nm$$

$$\alpha_{Last\ max} = a_{max} \cdot \frac{2}{D} = 0,44 \cdot \frac{2}{0,34} = 2,59\ s^{-2}$$

$$J_{Last} = m \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2 = 5500 \cdot \left(\frac{0,34}{2}\right)^2 = 158,95\ kgm^2$$

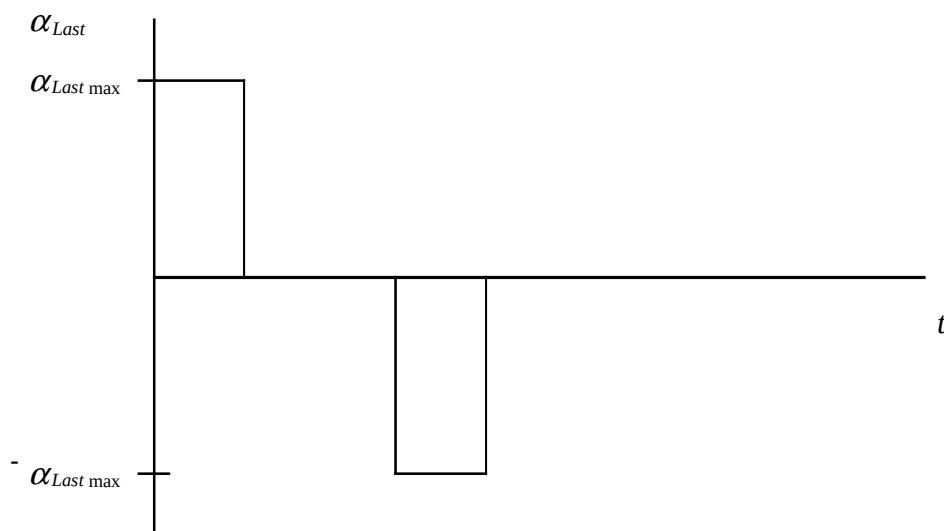
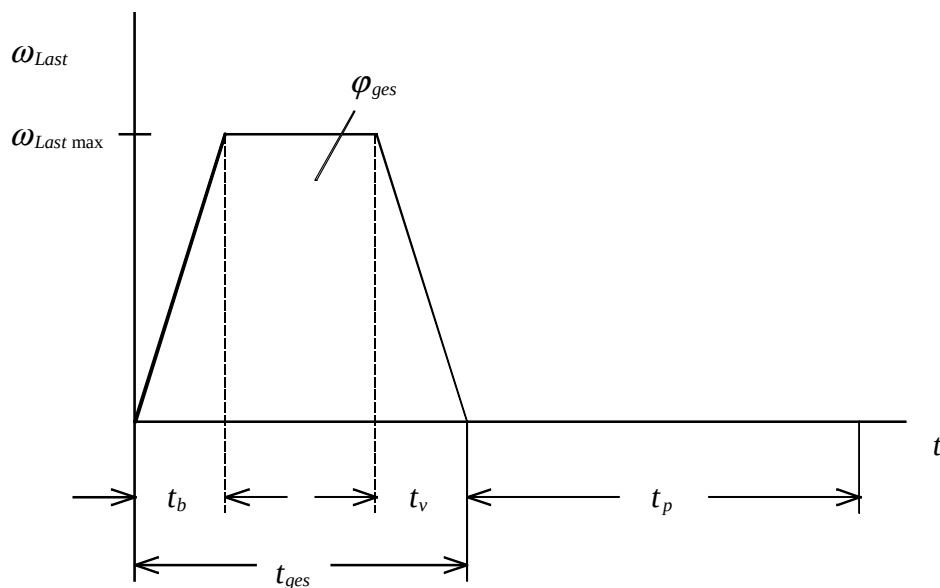


Dynamische Grenzkurven und Motormomentkurven ($M_{\text{Mot max}}$ beim Beschleunigen) für die Motoren mit $n_n=1150 \text{ min}^{-1}$ und $n_n=2300 \text{ min}^{-1}$

4.13 Optimale Fahrkurven bzgl. maximalem Motormoment und Effektivmoment

4.13.1 Beziehungen für reine Schwungmassenantriebe

Es sollen für reine Schwungmassenantriebe optimale Fahrkurven bzgl. maximalem Motormoment und Effektivmoment bestimmt werden. Als Beispiel wird ein Drehtischantrieb mit folgender Fahrkurve betrachtet.



Gegeben sei der Drehwinkel φ_{ges} , die Positionierzeit t_{ges} sowie die Pausenzeit t_p . Die Fahrkurve sei symmetrisch mit $t_b=t_v$.

Dann ist

$$\omega_{Last\ max} = \frac{\varphi_{ges}}{t_{ges} - t_b} \quad \text{für } 2 \cdot t_b \leq t_{ges}$$

$$\alpha_{Last\ max} = \frac{\omega_{Last\ max}}{t_b}$$

$$n_{Mot\ max} = \frac{\omega_{Last\ max} \cdot 60 \cdot i}{2 \cdot \pi} \quad \text{in min}^{-1}$$

Das maximale Motormoment beim Beschleunigen bzw. Verzögern ergibt sich zu

$$\begin{aligned} M_{Mot\ max} &= ((J_{Mot} + J_G) \cdot i + \frac{J_{Last}}{i}) \cdot \alpha_{Last\ max} \\ &= ((J_{Mot} + J_G) \cdot i + \frac{J_{Last}}{i}) \cdot \frac{\varphi_{ges}}{t_b \cdot t_{ges} - t_b^2} \end{aligned}$$

mit

J_G Trägheitsmoment Getriebe

J_{Last} Trägheitsmoment Last

i Getriebeübersetzung

Das effektive Motormoment und die mittlere Motordrehzahl erhält man zu

$$\begin{aligned} M_{eff} &= \sqrt{\frac{M_{Mot\ max}^2 \cdot t_b \cdot 2}{t_{ges} + t_p}} = M_{Mot\ max} \cdot \sqrt{\frac{t_b \cdot 2}{t_{ges} + t_p}} \\ n_{mittel} &= \frac{\frac{n_{Mot\ max}}{2} \cdot t_b \cdot 2 + n_{Mot\ max} \cdot (t_{ges} - 2 \cdot t_b)}{t_{ges} + t_p} = \frac{\varphi_{ges} \cdot 60 \cdot i}{2 \cdot \pi \cdot (t_{ges} + t_p)} \end{aligned}$$

Bei gegebenem t_{ges} , t_p und φ_{ges} lässt sich das maximale Motormoment und das Effektivmoment als Funktion von t_b darstellen. Die mittlere Drehzahl ist unabhängig von t_b . Es ist

$$\begin{aligned} M_{Mot\ max} &= ((J_{Mot} + J_G) \cdot i + \frac{J_{Last}}{i}) \cdot \varphi_{ges} \cdot \frac{1}{t_b \cdot t_{ges} - t_b^2} = k \cdot \frac{1}{t_b \cdot t_{ges} - t_b^2} \\ M_{eff} &= M_{Mot\ max} \cdot \sqrt{\frac{2}{t_{ges} + t_p}} \cdot \sqrt{t_b} \end{aligned}$$

Es soll jetzt untersucht werden für welche Werte von t_b das maximale Motormoment ein Minimum hat. Das Minimum für $M_{\text{Mot max}}$ ergibt sich mit

$$\frac{dM_{\text{Mot max}}}{dt_b} = 0 = -k \cdot \frac{1}{(t_b \cdot t_{\text{ges}} - t_b^2)^2} \cdot (t_{\text{ges}} - 2 \cdot t_b)$$

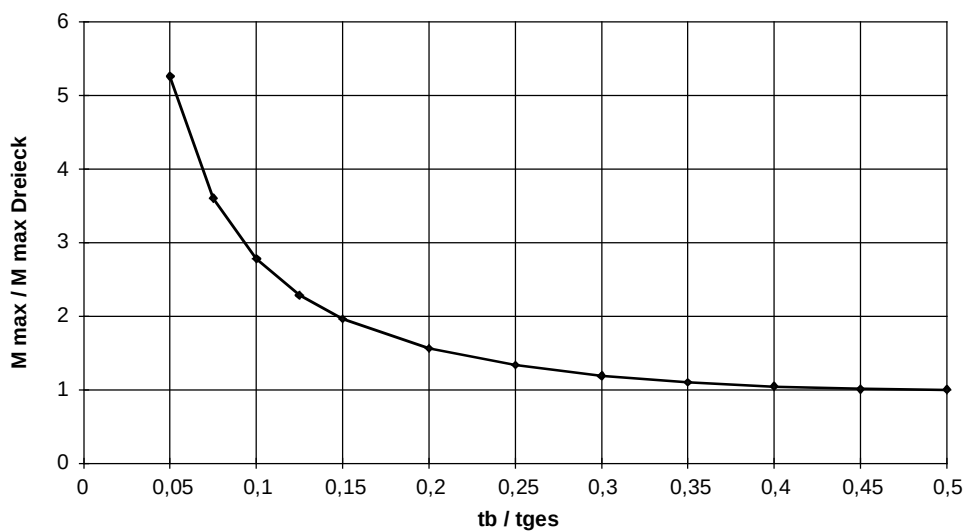
für

$$t_b = \frac{t_{\text{ges}}}{2}$$

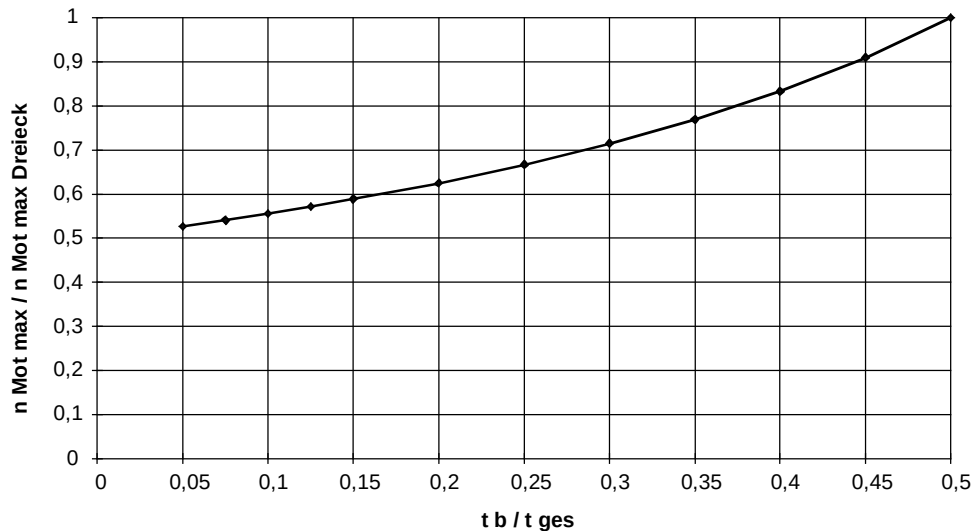
Die optimale Fahrkurve für das niedrigste Motormoment beim Beschleunigen bzw. Verzögern ist also eine Dreiecksfahrkurve. Mit einer Dreiecksfahrkurve erhält man allerdings auch die höchste Motordrehzahl. Bezieht man das maximale Motormoment und die maximale Motordrehzahl jeweils auf die Werte für die Dreiecksfahrkurve ($t_b = t_{\text{ges}}/2$) so ergibt sich:

$$\frac{M_{\text{Mot max}}}{M_{\text{Mot max Dreieck}}} = \frac{1}{4} \cdot \frac{1}{\frac{t_b}{t_{\text{ges}}} - \left(\frac{t_b}{t_{\text{ges}}}\right)^2}$$

$$\frac{n_{\text{Mot max}}}{n_{\text{Mot max Dreieck}}} = \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{1 - \frac{t_b}{t_{\text{ges}}}}$$



Maximales Motormoment in Abhängigkeit von t_b/t_{ges}



Maximale Motordrehzahl in Abhängigkeit von t_b/t_{ges}

Es soll jetzt untersucht werden für welche Werte von t_b das effektive Motormoment ein Minimum hat. Das Minimum für M_{eff} ergibt sich mit

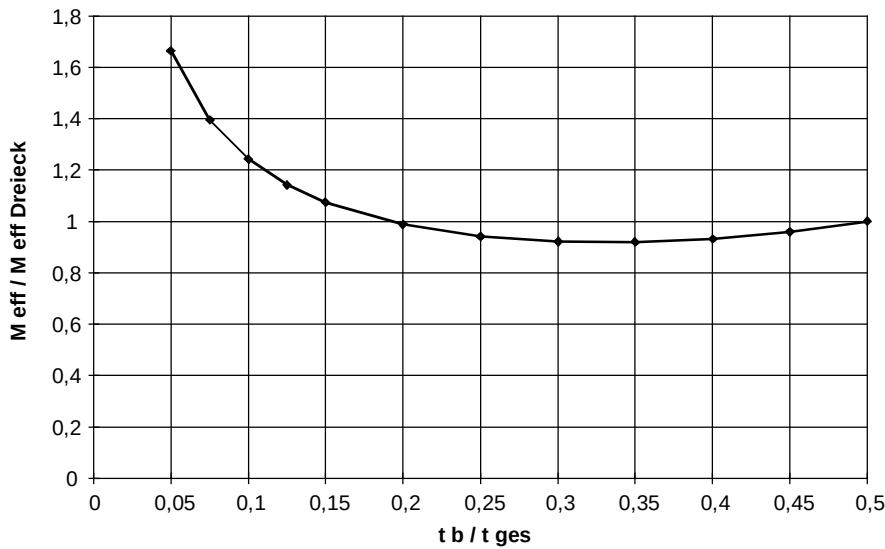
$$\begin{aligned} \frac{dM_{eff}}{dt_b} = 0 &= \sqrt{\frac{2}{t_{ges} + t_p}} \cdot \left(\frac{dM_{Mot\ max}}{dt_b} \cdot \sqrt{t_b} + M_{Mot\ max} \cdot \frac{1}{2 \cdot \sqrt{t_b}} \right) \\ &= \sqrt{\frac{2}{t_{ges} + t_p}} \cdot \left(-k \cdot \frac{t_{ges} - 2 \cdot t_b}{(t_b \cdot t_{ges} - t_b^2)^2} \cdot \sqrt{t_b} + k \cdot \frac{1}{t_b \cdot t_{ges} - t_b^2} \cdot \frac{1}{2 \cdot \sqrt{t_b}} \right) \end{aligned}$$

für

$$t_b = \frac{t_{ges}}{3}$$

Die optimale Fahrkurve für das niedrigste effektive Motormoment ist also eine Trapezfahrkurve mit gleicher Aufteilung von Beschleunigungszeit, Verzögerungszeit und Zeit für die Konstantfahrt. Bezieht man das effektive Motormoment auf die Werte für die Dreiecksfahrkurve ($t_b = t_{ges}/2$) so ergibt sich:

$$\frac{M_{eff}}{M_{eff\ Dreieck}} = \frac{\sqrt{2}}{4} \cdot \sqrt{\frac{t_b}{t_{ges}}} \cdot \frac{1}{\frac{t_b}{t_{ges}} - \left(\frac{t_b}{t_{ges}}\right)^2}$$



Effektives Motormoment in Abhängigkeit von t_b/t_{ges}

4.13.2 Beziehungen für Schwungmassenantriebe mit konstantem Lastmoment

Legt man das gleiche Beispiel wie unter Punkt 4.13.1 zugrunde, so ergeben sich unter Berücksichtigung eines konstanten Lastmomentes folgende Änderungen. Das maximale Motormoment ergibt sich beim Beschleunigen zu

$$M_{Mot \max} = \left((J_{Mot} + J_G) \cdot i + \frac{J_{Last}}{i} \right) \cdot \frac{\varphi_{ges}}{t_b \cdot t_{ges} - t_b^2} + \frac{M_{Last}}{i}$$

$$= M_b + \frac{M_{Last}}{i}$$

Das effektive Motormoment erhält man zu

$$M_{eff} = \sqrt{\frac{\left(M_b + \frac{M_{Last}}{i} \right)^2 \cdot t_b + \left(\frac{M_{Last}}{i} \right)^2 \cdot (t_{ges} - 2 \cdot t_b) + \left(M_v - \frac{M_{Last}}{i} \right)^2 \cdot t_b}{t_{ges} + t_p}}$$

bzw. mit $M_b = M_v$ ist

$$M_{eff} = \sqrt{\frac{2 \cdot M_b^2 \cdot t_b + \left(\frac{M_{Last}}{i}\right)^2 \cdot t_{ges}}{t_{ges} + t_p}}$$

Der Ausdruck für die mittlere Drehzahl ändert sich nicht. Wegen des konstanten Faktors M_{Last}/i bei $M_{Mot\ max}$ erhält man das Minimum für das Motormoment wieder bei $t_b = t_{ges}/2$, d.h. für eine Dreiecks-fahrkurve. Das Minimum für das effektive Motormoment ergibt sich mit

$$M_b = k \cdot \frac{1}{t_b \cdot t_{ges} - t_b^2}$$

$$M_{eff} = \frac{1}{\sqrt{t_{ges} + t_p}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot k^2}{t_b \cdot (t_{ges} - t_b)^2} + \left(\frac{M_{Last}}{i}\right)^2 \cdot t_{ges}}$$

und

$$\frac{dM_{eff}}{dt_b} = 0 = \frac{1}{\sqrt{t_{ges} + t_p}} \cdot \frac{-2 \cdot k^2}{2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot k^2}{t_b \cdot (t_{ges} - t_b)^2} + \left(\frac{M_{Last}}{i}\right)^2}} \cdot \frac{(t_{ges} - t_b)^2 - 2 \cdot t_b \cdot (t_{ges} - t_b)}{(t_b \cdot (t_{ges} - t_b))^2}$$

für

$$t_b = \frac{t_{ges}}{3}$$

Auch hier ändert sich also nichts.

4.13.3 Zusammenfassung

Reine Schwungmassenantriebe ohne zusätzlich Lastmomente

Die optimale Fahrkurve für das niedrigste Motormoment beim Beschleunigen bzw. beim Verzögern ist eine Dreiecksfahrkurve. Damit ergibt sich allerdings auch die höchste Motordrehzahl. Ist das maximale Motormoment gegeben (z. B. über die dynamische Grenzkurve), erhält man mit der Dreiecksfahrkurve die kleinste Positionierzeit.

Die optimale Fahrkurve bzgl. des geringsten effektiven Motormomentes ergibt sich für eine Trapezfahrkurve mit gleicher Aufteilung von Beschleunigungszeit, Verzögerungszeit und Zeit für die Konstantfahrt. Mit dieser Fahrkurve erhält man die geringste Motorerwärmung und eine um 25% niedrigere Motordrehzahl gegenüber der Dreiecksfahrkurve aber ein um 12,5% höheres maximales Motormoment.

Schwungmassenantriebe mit konstantem Lastmoment (z. B. Reibmoment)

Es läßt sich nachweisen, daß auch hier die Beziehungen Dreiecksfahrkurve für niedrigstes Motormoment und Trapezfahrkurve mit $t_b = t_{ges}/3$ für minimalen Effektivwert gelten.

4.13.4 Beispiel mit 1PA6-Motor

Es soll die optimale Fahrkurve für einen Rotationsantrieb ermittelt werden. Dieser Antrieb dreht Baumstämme um jeweils 90 Grad innerhalb von 1 s. Anschließend erfolgt eine Pause von 0,5 s. Während der Pause fließt im Motor der Magnetisierungsstrom weiter.

Daten des Antriebs

Lastträgheitsmoment	J_{Last}	= 1000 kgm ²
Trägheitsmoment Getriebe	J_G	= 0,00831 kgm ²
Getriebeübersetzung	i	= 80
Wirkungsgrad Getriebe	η_G	= 0,95
Mech. Wirkungsgrad	η_{mech}	= 0,9
Drehwinkel	φ_{ges}	= 90 grad
Positionierzeit	t_{ges}	= 1 s
Pausenzeit	t_p	= 0,5 s

Da es sich hier um eine Asynchronmaschine handelt wird nicht das minimale Effektivmoment sondern der minimale Effektivstrom betrachtet. Die Bedingung $t_b = t_{ges}/3$ für minimalen Effektivwert gilt aber näherungsweise auch für den Effektivstrom.

Für das Motormoment erhält man hier

$$M_{Mot} = ((J_{Mot} + J_G) \cdot i + \frac{J_{Last}}{i \cdot (\eta_{mech} \cdot \eta_G)^{VZ}}) \cdot \alpha_{Last}$$

mit

$$VZ = \text{Vorzeichen}(\alpha_{Last})$$

$$\alpha_{Last} = \alpha_{Last \max} \quad \text{Beschleunigen}$$

$$\alpha_{Last} = -\alpha_{Last \max} \quad \text{Verzögern}$$

$$\alpha_{Last} = 0 \quad \text{Konstantfahrt, Pause}$$

$$\alpha_{Last \max} = \frac{\varphi_{ges}}{t_b \cdot t_{ges} - t_b^2}$$

Das maximale Motormoment ergibt sich beim Beschleunigen zu

$$M_{Mot\ max} = ((J_{Mot} + J_G) \cdot i + \frac{J_{Last}}{i \cdot \eta_{mech} \cdot \eta_G}) \cdot \alpha_{Last\ max}$$

Für den Motorstrom gilt (ohne Berücksichtigung der Sättigung):

$$I_{Mot} \approx I_{Mot\ n} \cdot \sqrt{\left(\frac{M_{Mot}}{M_{Mot\ n}}\right)^2 \cdot \left(1 - \left(\frac{I_{mag}}{I_{Mot\ n}}\right)^2\right) \cdot k_n^2 + \left(\frac{I_{mag}}{I_{Mot\ n}}\right)^2 \cdot \frac{1}{k_n^2}}$$

$$k_n = 1 \quad \text{für} \quad n_{Mot} \leq n_{Mot\ n} \quad \text{Konstantflußbereich}$$

$$k_n = \frac{n_{Mot}}{n_{Mot\ n}} \quad \text{für} \quad n_{Mot} > n_{Mot\ n} \quad \text{Feldschwäcbereich}$$

Für den effektiven Motorstrom und die mittlere Motordrehzahl gilt

$$I_{eff} \approx \sqrt{\frac{\sum_i \left(\frac{I_{Mot\ i-1} + I_{Mot\ i}}{2}\right)^2 \cdot (t_i - t_{i-1})}{t_{ges} + t_p}}$$

$$n_{mittel} = \frac{\varphi_{ges} \cdot 60 \cdot i}{2 \cdot \pi \cdot (t_{ges} + t_p)} = \frac{\frac{\pi}{2} \cdot 60 \cdot 80}{2 \cdot \pi \cdot (1 + 0,5)} = 800 \text{ min}^{-1}$$

Mit Hilfe des Projektierungsprogrammes PFAD werden die beiden Grenzwerte mit $t_b = t_{ges}/2$ (Dreieck) und $t_b = t_{ges}/3$ (Trapez mit $t_b = t_v = t_k$) berechnet. Beide Fälle sind hier für den gleichen Motor möglich. Man erhält die folgenden Ergebnisse:

Dreieck

$M_{Mot\ max}$	=150,83 Nm
$n_{Mot\ max}$	=2400 min ⁻¹
I_{eff}	=53,44 A
$I_{Mot\ max}$	=71 A
$P_{br\ max}$	=28,05 kW
$P_{br\ mittel}$	=4,67 kW

Bremseinheit:

P_{20} =50 kW+ext. Bremswiderstand

Trapez (mit $t_b = t_v = t_k$)

$M_{Mot\ max}$	=169,7 Nm
$n_{Mot\ max}$	=1800 min ⁻¹
I_{eff}	=49,76 A
$I_{Mot\ max}$	=76,35 A
$P_{br\ max}$	=23,67 kW
$P_{br\ mittel}$	=2,63 kW

Bremseinheit:

P_{20} =20 kW+ext. Bremswiderstand

Für beide Fahrkurven ergibt sich auch der gleiche Umrichter.

Motor:

1PA6 137-4HG.

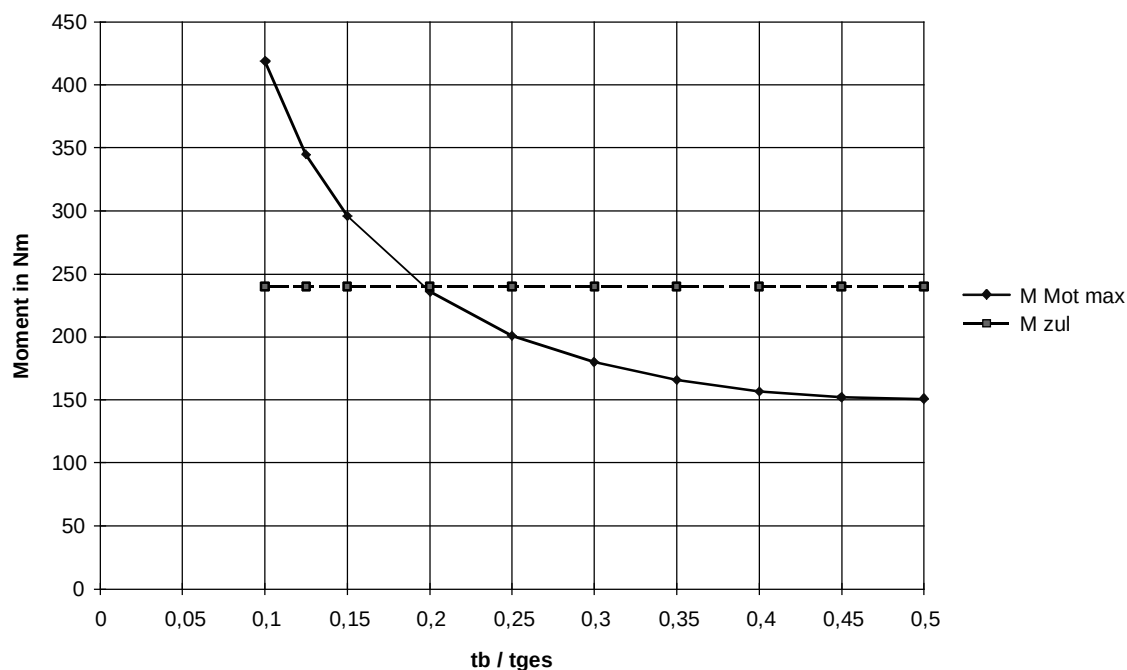
$P_n=29 \text{ kW}$, $M_n=120 \text{ Nm}$, $M_{zul}=240 \text{ Nm}$, $n_n=2300 \text{ min}^{-1}$, $I_n=56 \text{ A}$, $I_{mag}=21 \text{ A}$, $J_{Mot}=0,109 \text{ kgm}^2$

Umrichter:

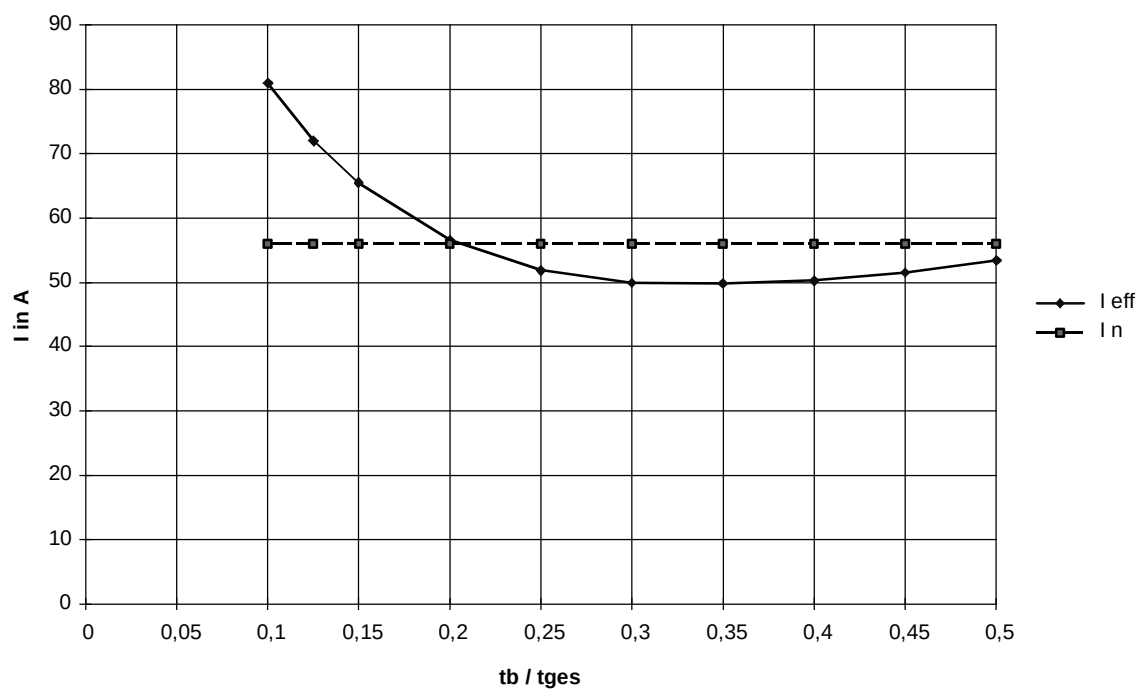
6SE7026-0ED61

$P_{U n}=30 \text{ kW}$, $I_{U n}=59 \text{ A}$, $I_{U max}=80,5 \text{ A}$

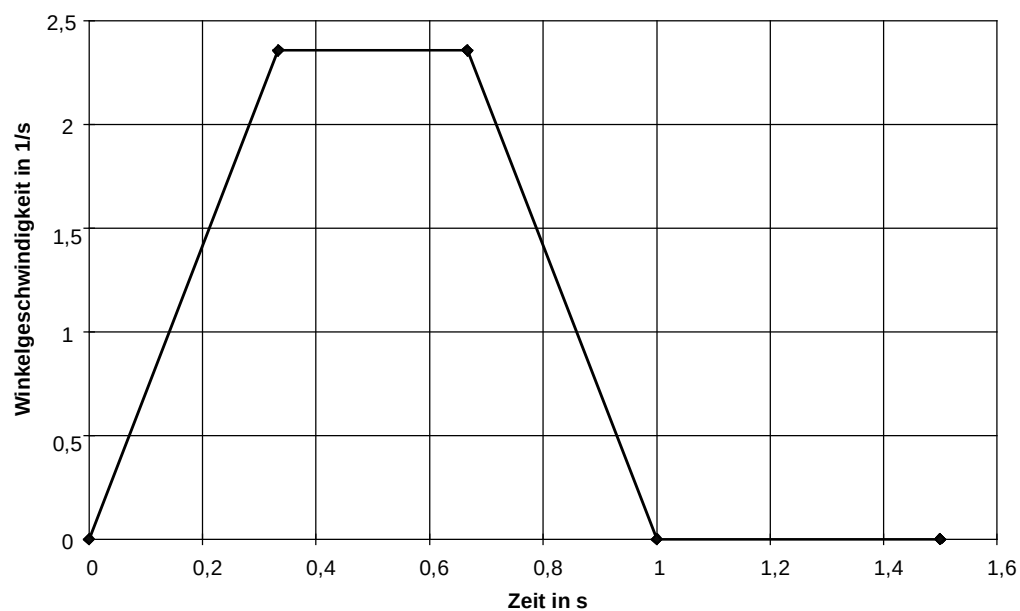
Der günstigere Fall ist die Trapezkurve mit $t_b=t_{ges}/3$ da der Effektivstrom hier geringer ist (d.h. geringere Motorerwärmung) und außerdem eine kleinere Bremseinheit ausreichend ist. Bei der Dreiecksfahrkurve ergibt sich aufgrund der höheren Drehzahl ein Betrieb im Feldschwächbereich. Der dadurch höhere Spitzenstrom wird durch das geringere maximale Motormoment wieder kompensiert. Bei der Dreiecksfahrkurve ergibt sich eine höhere Bremsleistung, da die Drehzahl mehr zunimmt als das maximale Motormoment abnimmt. Der höhere Spitzenstrom bei der Trapezfahrkurve erklärt sich durch das höhere maximale Motormoment und die damit verbundenen Sättigungserscheinungen für den Motor.



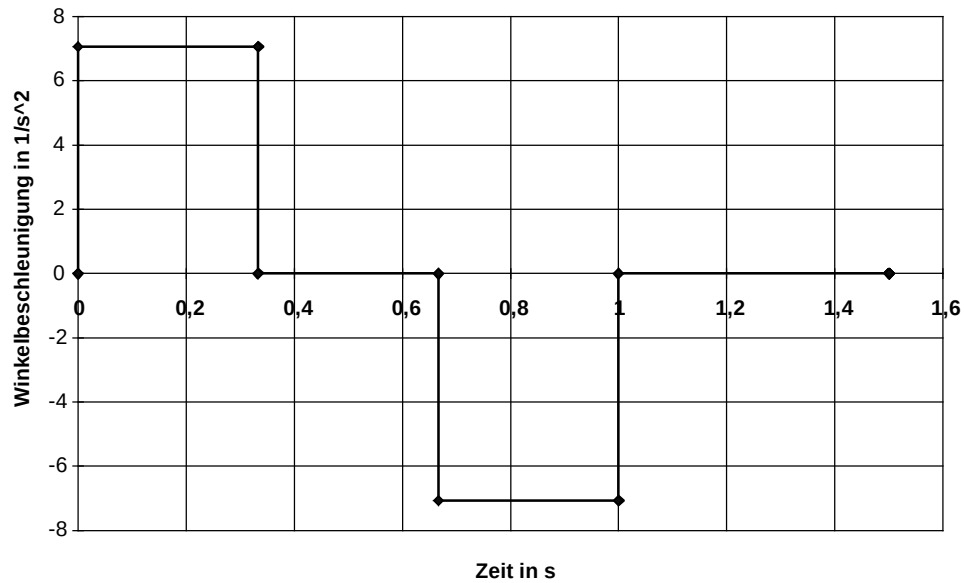
Maximales Motormoment und dynamische Grenzkurve in Abhängigkeit von t_b/t_{ges}



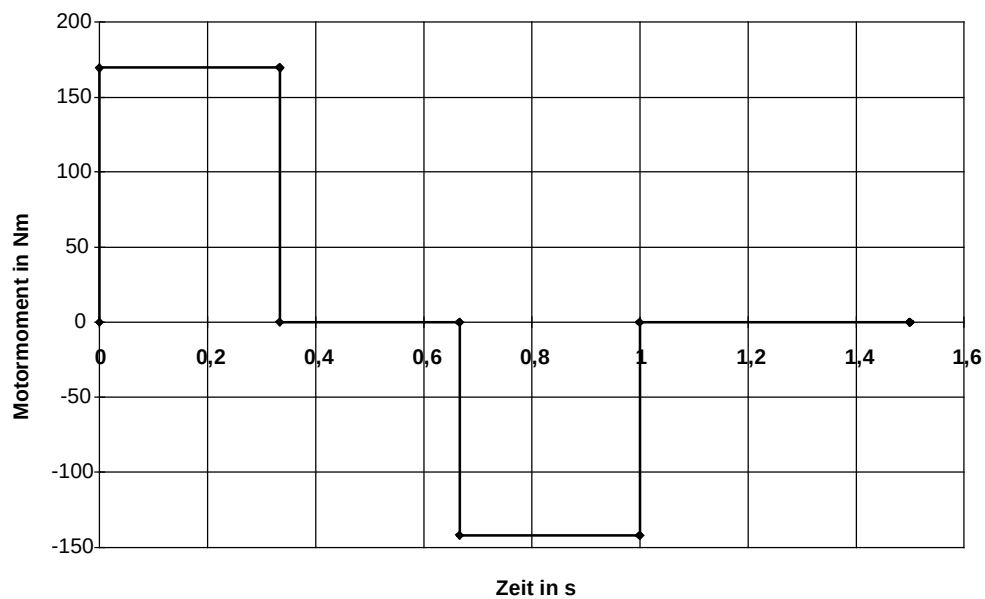
Effektiver Motorstrom und Motornennstrom in Abhängigkeit von t_b/t_{ges}



Winkelgeschwindigkeit für die Trapezfahrkurve mit $t_b = t_{ges}/3$

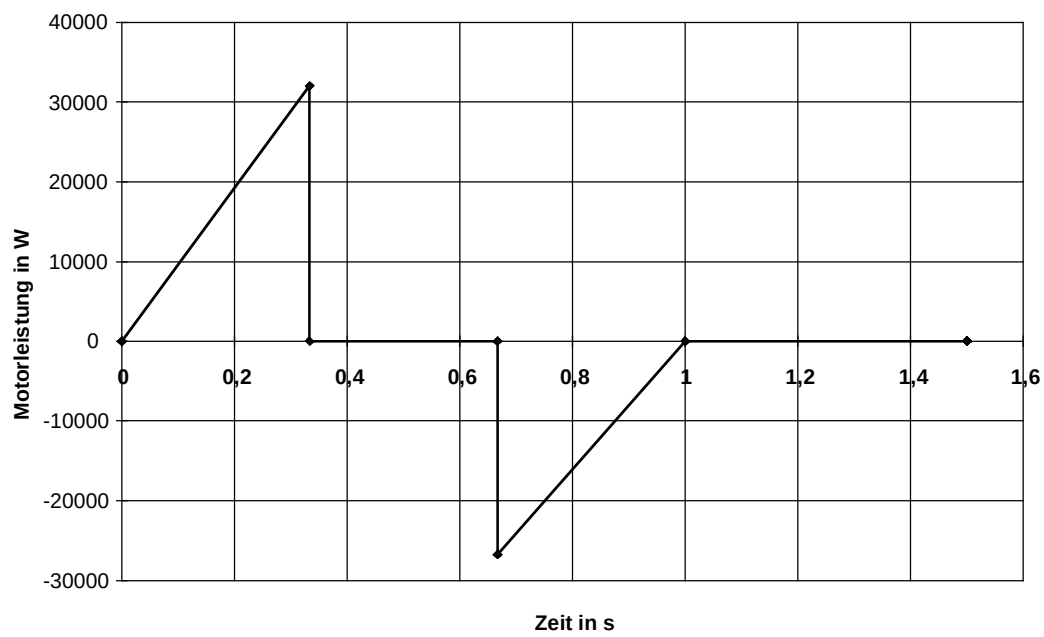


Winkelbeschleunigung für die Trapezfahrkurve mit $t_b = t_{ges}/3$

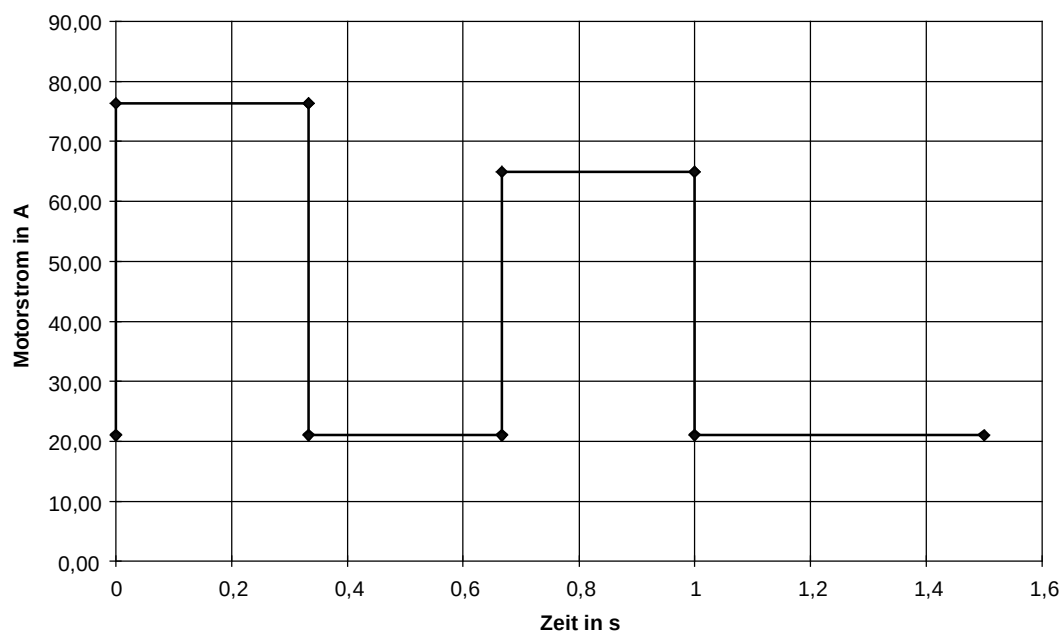


Motormoment für die Trapezfahrkurve mit $t_b = t_{ges}/3$

Wegen der Wirkungsgrade ist das Motormoment beim Verzögern geringer.



Motorleistung für die Trapezfahrkurve mit $t_b = t_{ges}/3$



Motorstrom für die Trapezfahrkurve mit $t_b = t_{ges}/3$

5 Stichwortverzeichnis

A

Abwickeln	105
Abwickler mit Zugregelung.....	110
Anlaufzeit	20
Anlaufzeit im Netz	395
Anlaufzeit, kürzeste.....	17
Anpreßkraft	155
Antriebsrad.....	25
Arbeit.....	9
Aufwickeln.....	105
Aufwickler mit Zugregelung	117
Aufzugsantrieb	83
Aussetzbetrieb	32

B

Bahngeschwindigkeit	254, 272
Baugröße, minimale.....	499
Beschleunigung	11
Beschleunigungsarbeit.....	14
Beschleunigungskraft	11
Beschleunigungsleistung	14
Beschleunigungsmoment	14, 26
Beschleunigungszeit	14
Blockfahrt.....	173
Bremsansteuerung	35
Bremseinfallzeit.....	38
Bremseenergie.....	36, 491
Bremsmotor	38
Bremswiderstand	36
Bremszeit	20
Bremszeit, minimal	406

D

Dauerbremsleistung.....	36
Drehmoment	9
Drehtischantrieb.....	221
Drehwinkel	13
Drehzahl.....	13
Dreiplungerpumpe	167

E

effektives Moment.....	10, 32
Effektivwert Motorstrom	195
eigenbelüftet.....	33
Einschaltdauer	32
Energie	9
Energiesatz	191, 492
Erdbeschleunigung	9
Exzenterpresse	184

F

Fahrtrieb.....	25, 34
Fahrdrahthöhe.....	155
Fahrkurven, optimale	520
Fahrzyklus.....	28
Feldschwächbereich	192, 392
Förderhöhe.....	83
fremdbelüftet.....	33

G

generatorischer Betrieb.....	36
Geschwindigkeit.....	11
Getriebe	16
Getriebeübersetzung.....	16
Getriebeübersetzung, optimale	503
Getriebewirkungsgrad.....	16
Gitterschweißmaschine.....	323
Gleichstrombremsung.....	463

H

Haftreibung.....	27
Haltebremse.....	35, 491
Hubantrieb.....	25, 34
Hubarbeit.....	13
Hubkraft	13, 29
Hubwerk	77

K		P	
kinetische Energie	11	Pausenzeit	33
kinetische Pufferung	398, 474	Portalkran	77
Kippmoment	9, 192	Positionierantriebe	139
Kolbenkompressor, einzylindrisch	161	Positionieren geregelt	139, 149
Kondensatorbatterie	284	Positionieren gesteuert	139, 147
konstante Leistung	192	Positionieren zeitoptimal	144
Kraft	9	Positionierfehler	140
Kurbelwinkel	185	Positionierzeit	145
L		Pressenantrieb	184
Lagedifferenz	141	Preßkraft	184
Lageregler	141	Q	
Laständerung periodisch	151	Querschneiderantrieb	254, 272
Lastaufteilung	197	R	
Lastausgleichsregelung	200	Reduktionsfaktor k_f	10
Lastmasse	29	Regalförderfahrzeug	60
Lastmoment	16	Reibungszahl	27
Lastmoment, quadratisch	387	Risikobewertung	430
Lastmomentkennlinie	161	Rollenradius	13
Lastmomentpendelung	153	Rotation	11
Lastsacken	35	Rotationsenergie	11
Lastspiel	32, 36	Rückspeisebetrieb	483
Leistung	9	S	
Leistungsanpassung	502	Sägeantrieb	293
Leit-/Folge-Antrieb	199	Satz von Steiner	22
Losbrechmoment	465	Schiebewagen	171
M		schiefe Ebene	92
Masse	9	Schleichdrehzahl	38, 140
mechanisch gekoppelte Antriebe	197	Schlupf	9
mechanische Bremse	491	Schlupffrequenz	9
mechanischer Wirkungsgrad	26	Schnittlänge	254, 272
Mehrmotorenantriebe	474	Schnittlänge, synchron	276
Messerwalze	254, 272	Schnittlänge, übersynchron	277
Momentaufschaltung	174	Schnittlänge, untersynchron	275
Motorausnutzung	499	Schubkurbelantrieb	208, 293
N		Schwenkantrieb	227
Neigungswinkel	92	Schwenkbewegung	227
Netzausfall	398	Schwingfrequenz, mechanisch	174
Netzrückwirkungen	483	Schwungrad	184
Not-Aus	430	Seiltrommel	29
		Selbsthemmung	19

Sinusfilter	425	Ü	
Spartransformator	425	Überlappungswinkel	274
spezifischer Fahrwiderstand	25	Umformarbeit	184
Spindel, horizontal	246	V	
Spindel, vertikal	238	Verfahrweg	144
Spindelantrieb	18, 238	Verrundung	442
Spindeldurchmesser	18	Verzögerungsmoment	26
Spindellänge	18	Viergelenk-System	306
Spindelreibwinkel	18	Vollastbeharrungsleistung	29
Spindelsteigung	18	Vorschubgeschwindigkeit	18
Spindelsteigungswinkel	18	Vorschubkraft	18
Spindelwirkungsgrad	18	W	
Stangenkraft	186, 213, 313	Warenbahngeschwindigkeit	103
Statik	199	Weg	11, 13
Stoßbelastung	151	Wegdifferenz	143
Stößelweg	186	Wellenleistung	9
Stoßzeit	187	Wickel	103
Streuinduktivität	418	Wickelleistung	104
Stromabnehmer	155	Wickelmoment	104
synchrone Drehzahl	9	Wicklerantrieb	103
Systemverluste	453	Wicklerregelung	109
T		Widerstandskraft	25
Tangentialkraft	186, 213	Wiederhochlaufzeit	398
Teillastbereich	418	Windangriffsfläche	26
Totpunkt	208, 294, 307	Winddruck	26
Totzeiten veränderlich	139	Windkraft	26
Trägheitsmoment	9	Winkel	11
Trägheitsmoment Spindel	18	Winkelbeschleunigung	11, 26
Trägheitsmoment Wickel	106	Winkelgeschwindigkeit	11
Transformator am Umrichter Ausgang	425	Winkelverzögerung	26
Translation	11	Z	
Trenntransformator	427	Zeitkonstante mechanisch	152
		Zentrifugenantrieb	261
		zulässige Beschleunigung	28
		Zusatzträgheitsmoment	152
		Zykluszeit	36

6 Literaturverzeichnis

- /1/ Moderne Stromrichtertechnik
Peter F. Brosch
Vogel Fachbuch Kamprath-Reihe
ISBN 3-8023-0241-9
- /2/ Grundlagen der elektrischen Antriebstechnik mit Berechnungsbeispielen
J. Vogel
Hüthig Verlag, 1991
ISBN 3-7785-2103-9
- /3/ AC-Servo-Antriebstechnik
Lehmann, R.
Franzis-Verlag, 1990
ISBN 3-7723-6212-5
- /4/ Elektrische Vorschubantriebe für Werkzeugmaschinen
H. Groß
Siemens AG
ISBN 3-8009-1338-0
- /5/ Das 1x1 der Antriebsauslegung
W. Garbrecht, J. Schäfer
VDE Verlag, 1994
ISBN 3-8007-2005-1
- /6/ Lenze Formelsammlung
Carsten Fräger
Lenze GmbH&Co KG Aerzen
- /7/ Technische Formeln für die Praxis
Walter (u.a.)
Buch-und Zeit-Verlagsgesellschaft mbH Köln, 1992
ISBN 3-8166-0192-8