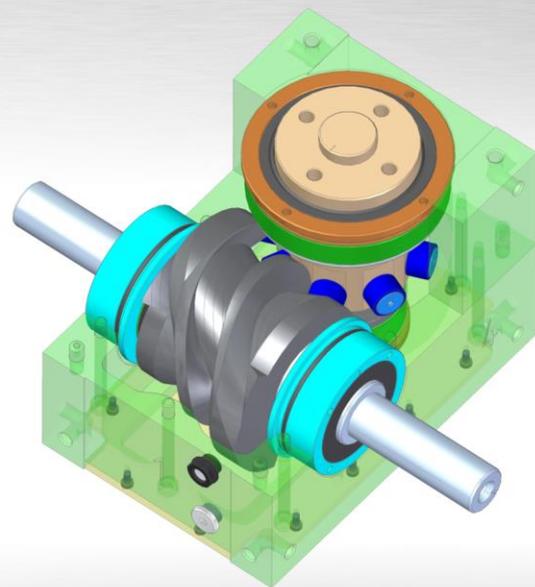
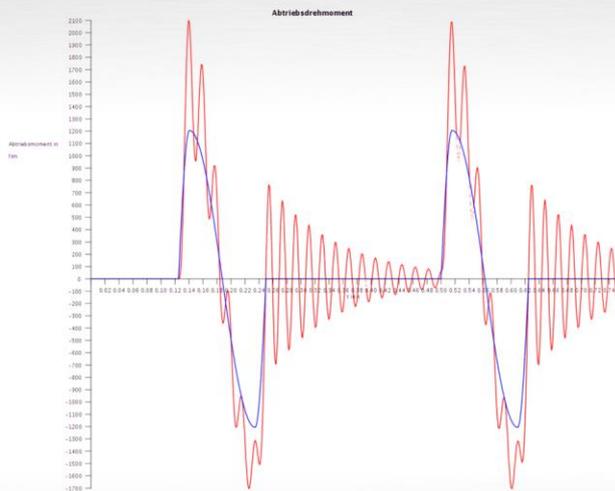


# MUNZINGER

---

## KURVENGETRIEBE

### Konstruktion und Berechnung



# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>ALLGEMEINES.....</b>	<b>3</b>
1.1	Impressum .....	4
<b>2</b>	<b>GETRIEBEAUFBAU UND FUNKTION .....</b>	<b>5</b>
2.1	Aufbau der Globoidkurvengetriebe .....	5
2.2	Aufbau der Scheibenkurvengetriebe - Parallelkurvengetriebe.....	6
2.3	Ablaufdiagramm .....	7
2.4	Betriebsart .....	8
2.4.1	Durchlaufbetrieb .....	8
2.4.2	Aussetzbetrieb .....	8
2.4.3	Tippbetrieb.....	8
2.4.4	Not-Stopp.....	8
<b>3</b>	<b>GLEICHUNGEN .....</b>	<b>9</b>
<b>4</b>	<b>AUSLEGUNG.....</b>	<b>11</b>
4.1	Überschlägige Getriebeauslegung .....	11
4.2	Getriebeauslegung unter Berücksichtigung der Steifigkeit .....	12
4.3	Antriebsauslegung.....	13
<b>5</b>	<b>TABELLEN UND DIAGRAMME .....</b>	<b>14</b>
<b>6</b>	<b>BEISPIELE.....</b>	<b>20</b>
6.1	Drehteller.....	20
6.1.1	Überschlägige Auslegung .....	21
6.1.2	Getriebeauslegung unter Berücksichtigung der Steifigkeit .....	22
6.1.3	Antriebsauslegung.....	23
6.2	Kettenförderer .....	24
6.2.1	Überschlägige Auslegung .....	26
6.2.2	Getriebeauslegung unter Berücksichtigung der Steifigkeit .....	27
6.2.3	Antriebsauslegung.....	29
6.3	Schrittgetriebe mit Übersetzung.....	30
6.3.1	Überschlägige Auslegung .....	32
6.3.2	Getriebeauslegung unter Berücksichtigung der Steifigkeit .....	33
6.3.3	Antriebsauslegung.....	34
<b>7</b>	<b>WICHTIGE BEGRIFFE.....</b>	<b>35</b>
7.1	Anzahl der Schritte - Schrittwinkel .....	35
7.2	Schaltperiode - Schaltwinkel - Schaltzeit .....	35
7.3	Ruheperiode, Rastwinkel.....	35

7.4	Kurventyp.....	35
7.5	Dynamische Last.....	35
7.6	Dynamische Leistung .....	36
7.7	Drehmomentgrenze.....	36
7.8	Statisches Moment.....	36
7.9	Schaltfrequenz.....	36
7.10	Geschwindigkeit – Drehzahl der Antriebswelle .....	36
7.11	Bewegungsgesetz.....	36
7.12	Masse – Gewicht – Kraft.....	37
7.13	Reibmoment - Reiblast am Abtrieb .....	37
7.14	Arbeitsmoment – Arbeitslast am Abtrieb .....	37
7.15	Dynamische Belastung .....	37
7.16	Antriebsleistung.....	37

Die Maßeinheiten entsprechen dem Internationalen System / Severity Index SI. Allgemeintoleranzen der Fertigung entsprechen UNI - ISO 2768-1 UNI EN 22768-1.

Abbildungen und Zeichnungen nach UNI 3970 (ISO 128-82).

Verfahren zur Projektion der Zeichnungen nach DIN ISO 5456-2, Projektionsmethode 1.

Weitergabe sowie Vervielfältigung dieser Konstruktions- und Berechnungsschrift, Verwertung und Mitteilung ihres Inhalts sind verboten, soweit nicht ausdrücklich gestattet. Zuwiderhandlungen verpflichten zu Schadenersatz. Alle Rechte für den Fall der Patent-, Gebrauchsmuster- oder Geschmacksmustereintragung vorbehalten.

## **1 Allgemeines**

### **Inhaltsverzeichnis**

Dieser Konstruktions- und Berechnungsschrift ist ein Inhaltsverzeichnis vorangestellt. Hier finden Sie die Kapitel in einer Übersicht.

### **Überschriften und Seitenzahlen**

Die Kapitel sind fortlaufend nummeriert. Jedes Kapitel ist in sich geschlossen fortlaufend nummeriert.

### **Abbildungen**

Alle Abbildungen, Maße und technischen Daten in dieser Konstruktions- und Berechnungsschrift sind unverbindlich.

### **Querverweise**

Querverweise informieren Sie über weitergehende Beschreibungen innerhalb der Konstruktions- und Berechnungsschrift (Kapitelnummer/Seitenzahl).

## **Technische Informationen**

Die in dieser Konstruktions- und Berechnungsschrift enthaltenen technischen Informationen, Abbildungen und Daten entsprechen dem Stand bei Drucklegung.

Unsere Produkte werden ständig weiterentwickelt. Wir behalten uns daher das Recht vor, alle Änderungen und Verbesserungen anzubringen, welche wir für zweckmäßig und erforderlich halten. Eine Verpflichtung diese auf früher gelieferte Geräte auszudehnen ist damit jedoch nicht verbunden.

### **1.1 Impressum**

Munzinger Kurvengetriebe GmbH  
Hofwiesenstraße 15  
D-74564 Crailsheim

Telefon: 07951 / 483 25 0

Telefax: 07951 / 483 25 99

E-Mail: [info@munzinger-kurvengetriebe.com](mailto:info@munzinger-kurvengetriebe.com)

Alle Rechte vorbehalten.

Erstellt und gedruckt in Deutschland (Germany).

Crailsheim, im März 2024

## 2 Getriebeaufbau und Funktion

Aufbau und Funktion der Kurvengetriebe werden in diesem Kapitel beschrieben.

### 2.1 Aufbau der Globoidkurvengetriebe

Unsere Globoidkurvengetriebe bestehen aus (Schnittdarstellung - Abbildung 1):

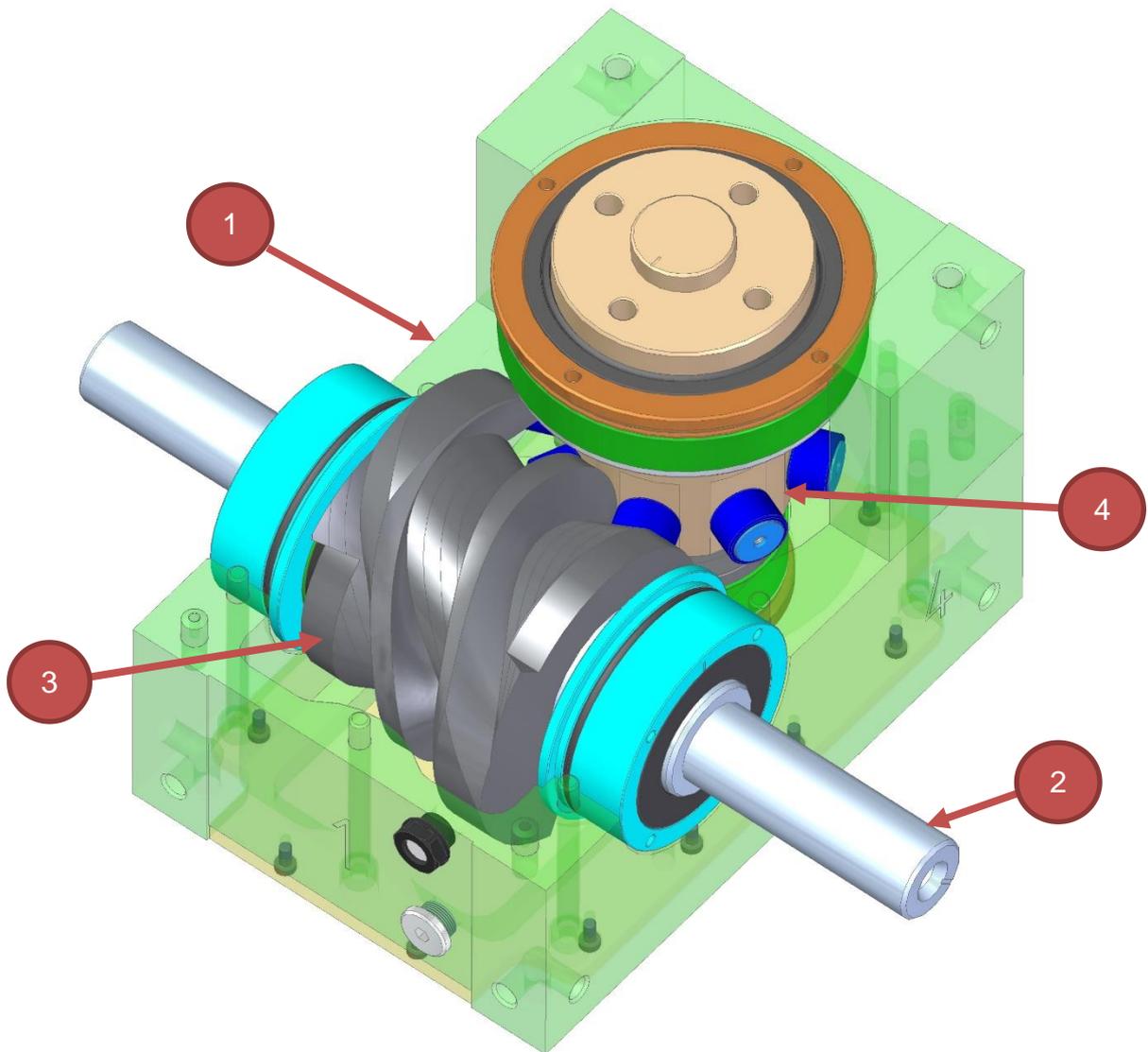
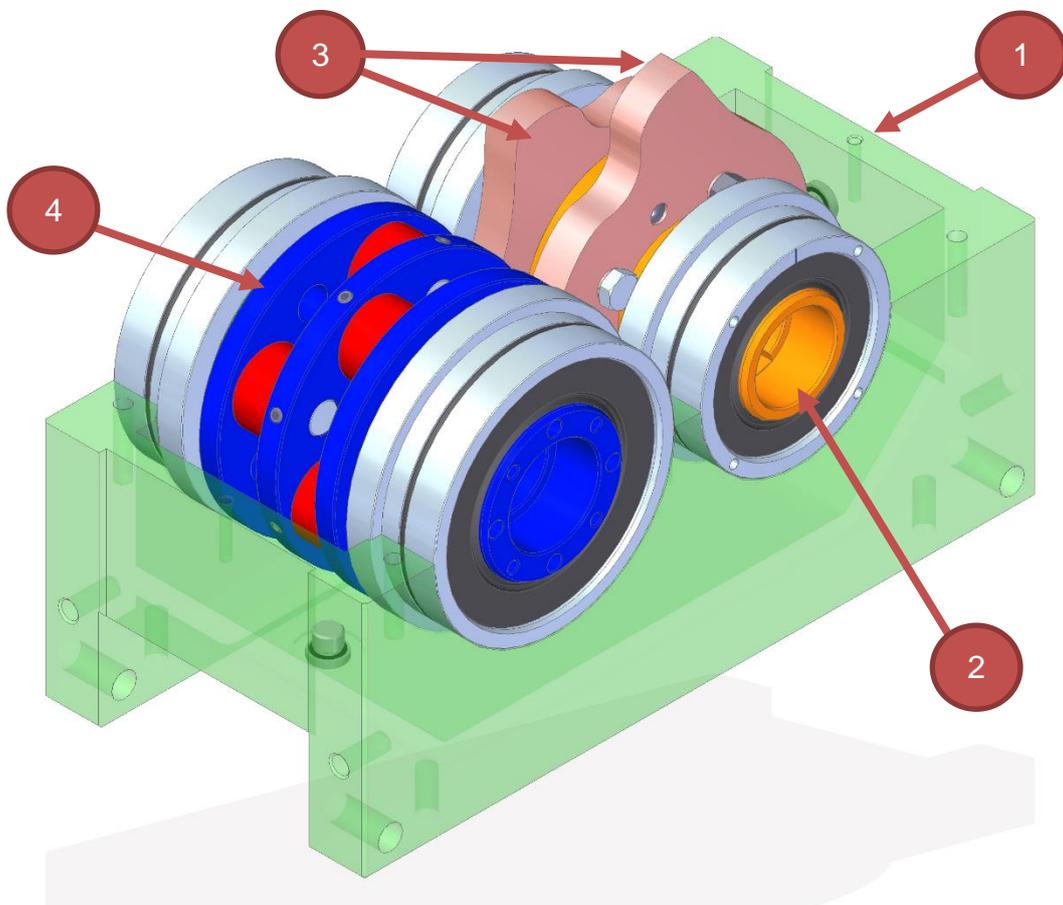


Abbildung 1: Komponenten des Globoidkurvengetriebe

1. Gehäuse
2. Antriebswelle
3. Globoidkurve
4. Abtriebswelle / Rollenstern

## 2.2 Aufbau der Scheibenkurvengetriebe - Parallelkurvengetriebe

Unsere Parallelkurvengetriebe bestehen aus (Schnittdarstellung - [Abbildung 2](#)):

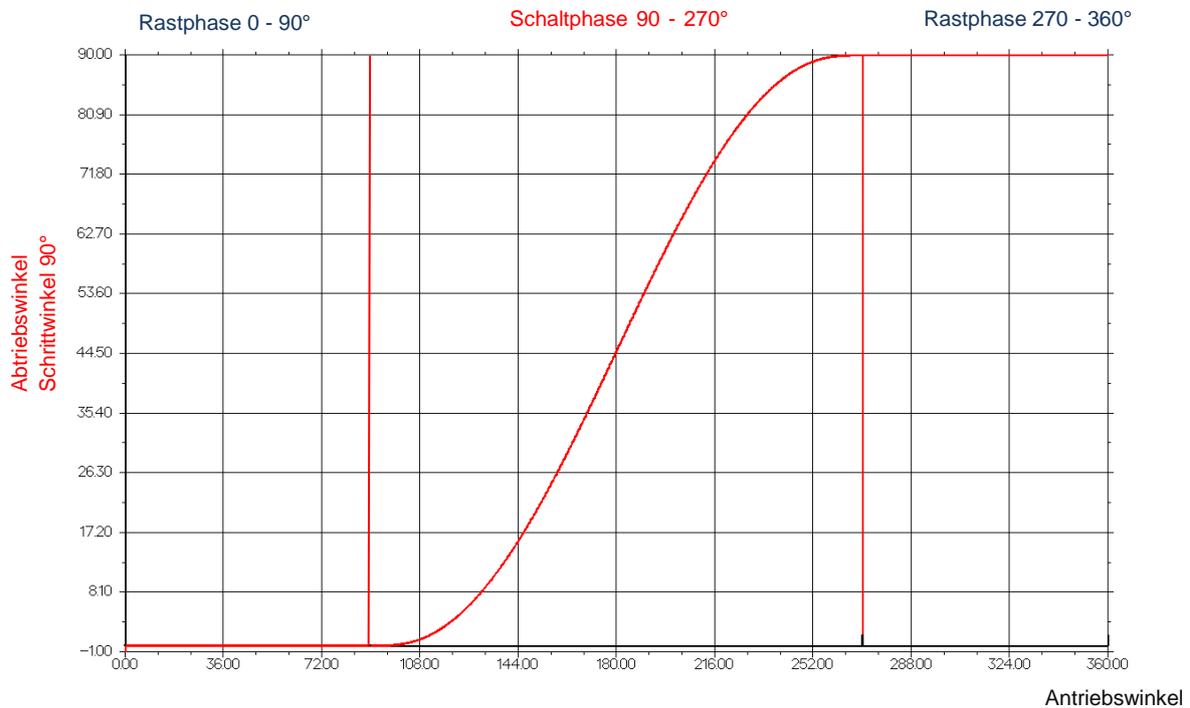


**Abbildung 2: Komponenten des Parallelkurvengetriebe**

1. Gehäuse
2. Antriebswelle (Hohlwelle)
3. Scheibenkurvenpaar
4. Abtriebswelle (Hohlwelle) / Rollenstern

## 2.3 Ablaufdiagramm

Das Diagramm (**Abbildung 3**) zeigt schematisch die Schrittbewegung. Die dargestellten Zeiten/Winkel können je nach Ausführung unterschiedlich sein.



**Abbildung 3: Ablaufdiagramm Kurvengetriebe**

Kurvengetriebe sind Präzisionsgetriebe, welche eine gleichförmige Antriebsbewegung in eine schrittweise oder pendelnde Abtriebsbewegung umwandeln. Die Verwendung mathematisch definierter und normierter Kurvensetze garantiert einen ruck- und stoßfreien Bewegungsablauf.

Die konstruktive Ausführung der Munzinger-Kurvengetriebe erzeugt eine formschlüssige und spielfreie Positionierung der Abtriebswelle.

## **2.4 Betriebsart**

Das Kurvengetriebe kann in verschiedenen Betriebsarten betrieben werden.

### **2.4.1 Durchlaufbetrieb**

Im Durchlaufbetrieb wird das Kurvengetriebe mit konstanter Antriebsdrehzahl betrieben. Durch die feststehende Teilung zwischen Rast- und Schaltphase auf der Kurve und dem dazugehörigen Abtriebsschritt werden genau definierte Rast- und Schaltzeiten eingehalten. Diese Zeiten sind nur von der Antriebsdrehzahl abhängig.

### **2.4.2 Aussetzbetrieb**

Die Antriebswelle stoppt in der Rastposition am Ende eines Schaltzyklus und verharrt dort solange bis die Steuerung der Maschine einen erneuten Zyklus auslöst. Diese Betriebsart wird in Anlagen mit wesentlich längeren Rastzeiten als Schrittzeiten eingesetzt. Hier ist die Rastzeit variabel.

### **2.4.3 Tippbetrieb**

Im Tippbetrieb wird die Abtriebswelle in kleinen Schritten bewegt. Der Mechanismus kann die internen und externen Massen und Massenträgheiten nicht weich beschleunigen und abbremsen.

Dies stellt eine erhöhte Belastung für die Mechanik dar, da die beim Tippbetrieb auftretenden Beschleunigungen die des Normalbetriebes um ein Vielfaches übersteigen können. Ohne geeignete Motorsteuerungen, welche ein weiches, getriebeschonendes Anfahren und Abbremsen der Last außerhalb der Rastphase ermöglichen, darf kein Tippbetrieb gefahren werden.

### **2.4.4 Not-Stopp**

Der Not-Stopp ist vergleichbar mit dem Anhalten im Tippbetrieb. Je nach Position im Zyklus können sehr hohe Kräfte und Momente entstehen. Auch hier erfolgt das Anhalten und Wiederanfahren in der Regel außerhalb der Rastphase. Not-Stopp-Situationen sind unbedingt zu vermeiden, da es hier zu vorzeitigem Verschleiß, Schaden oder Bruch der Wellen, Wälzlager, Kurvenrollen oder Kurvenkörpern kommen kann. Die Anfahrtsdrehzahl aus der Schaltphase sollte mit höchstens 10% der zulässigen Drehzahl erfolgen.

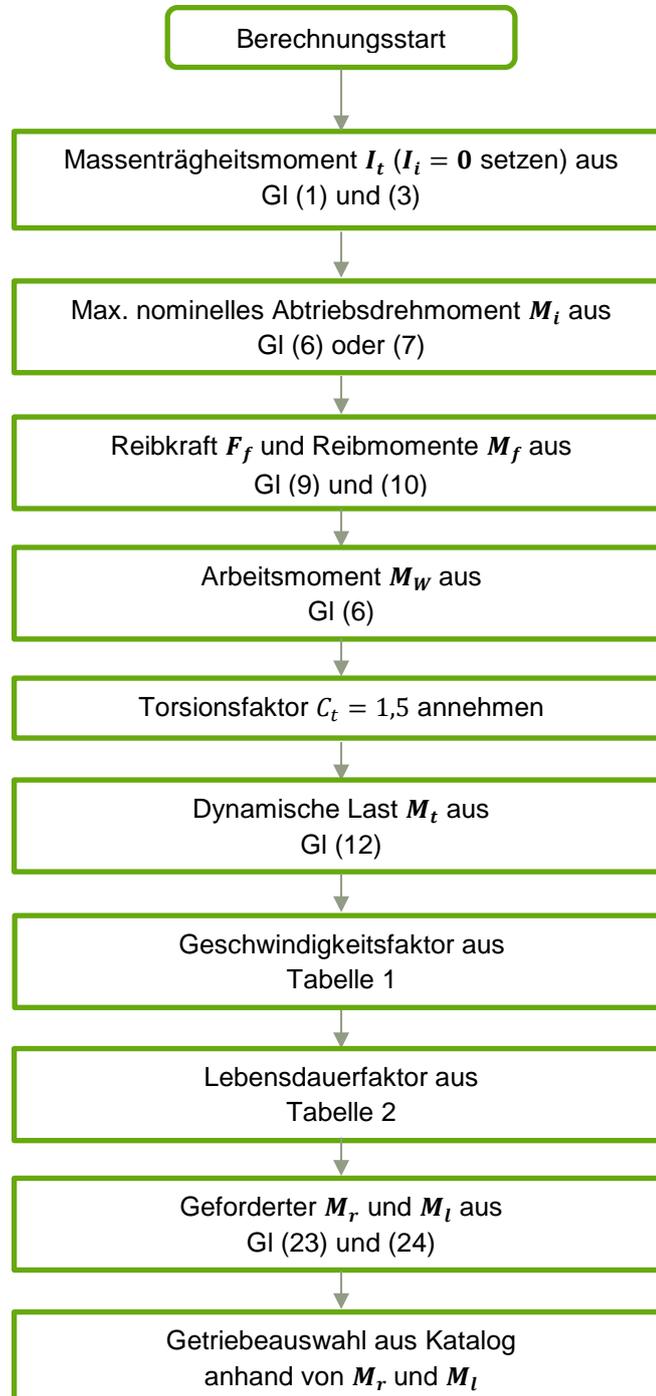
### 3 Gleichungen

Bezeichnung	Formelzeichen	Einheit	Gl.
Externes Massenträgheitsmoment nach Tabelle 5	$I_1, I_2, \text{ usw.}$	$kgm^2$	(1)
Internes Massenträgheitsmoment, aus Getriebekatalog	$I_i$	$kgm^2$	(2)
Gesamtes Massenträgheitsmoment	$I_t = I_i + \sum_j I_j$	$kgm^2$	(3)
Maximale Beschleunigung	$\ddot{\gamma} = \frac{2\pi \cdot C_a}{S \cdot (t_a)^2} = \frac{C_a \cdot \gamma}{(t_a)^2}$	$\frac{rad}{s^2}$	(4)
Maximale Geschwindigkeit	$\dot{\gamma} = \frac{2\pi \cdot C_v}{S \cdot t_a} = \frac{C_v \cdot \gamma}{t_a}$	$\frac{rad}{s}$	(5)
Max. nominelles Abtriebsdrehmoment Trägheitslast $C_a$ aus Tabelle 3	$M_i = \frac{2,226 \cdot C_a \cdot N^2 \cdot I_t}{S \cdot \alpha^2}$	$Nm$	(6)
Max. nominelles Abtriebsdrehmoment Trägheitslast $C_a$ aus Tabelle 3	$M_i = \frac{6,283 \cdot C_a \cdot I_t}{S \cdot t_a^2}$	$Nm$	(7)
Max. nominelles Abtriebsdrehmoment Trägheitslast	$M_i = \frac{6,283 C_a \cdot I_t}{S \cdot t_a^2}$	$Nm$	(8)
Reibkraft	$F_f = \mu \cdot F$	$N$	(9)
Reibmoment - Reiblast	$M_f = F_f \cdot r$	$Nm$	(10)
Arbeitsmoment	$M_W = F_W \cdot r + \sum_j M_{w,j}$	$Nm$	(11)
Spitzenmoment am Abtrieb Torsionsfaktor $C_t$ aus Abbildung 4	$M_t = C_t \cdot M_i + M_f + M_W$	$Nm$	(12)
Dynamische Leistung bei der gewünschten Geschwindigkeit und Lebensdauer $c_s, c_l$ aus Tabelle 1 und Tabelle 2	$M_d = \frac{M_r}{C_s \cdot C_l}$	$Nm$	(13)
Prozentsatz der Massenträgheit	$Q = \frac{100 \cdot C_t \cdot M_i}{M_t}$	%	(14)
Max. nominelles Antriebsdrehmoment für Kurventyp 1 $M_b$ aus Tabelle 4	$M_c = \frac{400 \cdot C_c \cdot M_t}{S \cdot \alpha} + M_b$	$Nm$	(15)
Max. nominelles Antriebsdrehmoment für Kurventyp 2 $M_b$ aus Tabelle 4	$M_c = \frac{800 \cdot C_c \cdot M_t}{S \cdot \alpha} + M_b$	$Nm$	(16)
Maximale Antriebsleistung	$P_{max} = \frac{M_c \cdot N_c}{9550}$	$KW$	(17)
Durchschnittliche Antriebsleistung	$P_{av} \approx \frac{P_{max}}{2}$	$KW$	(18)

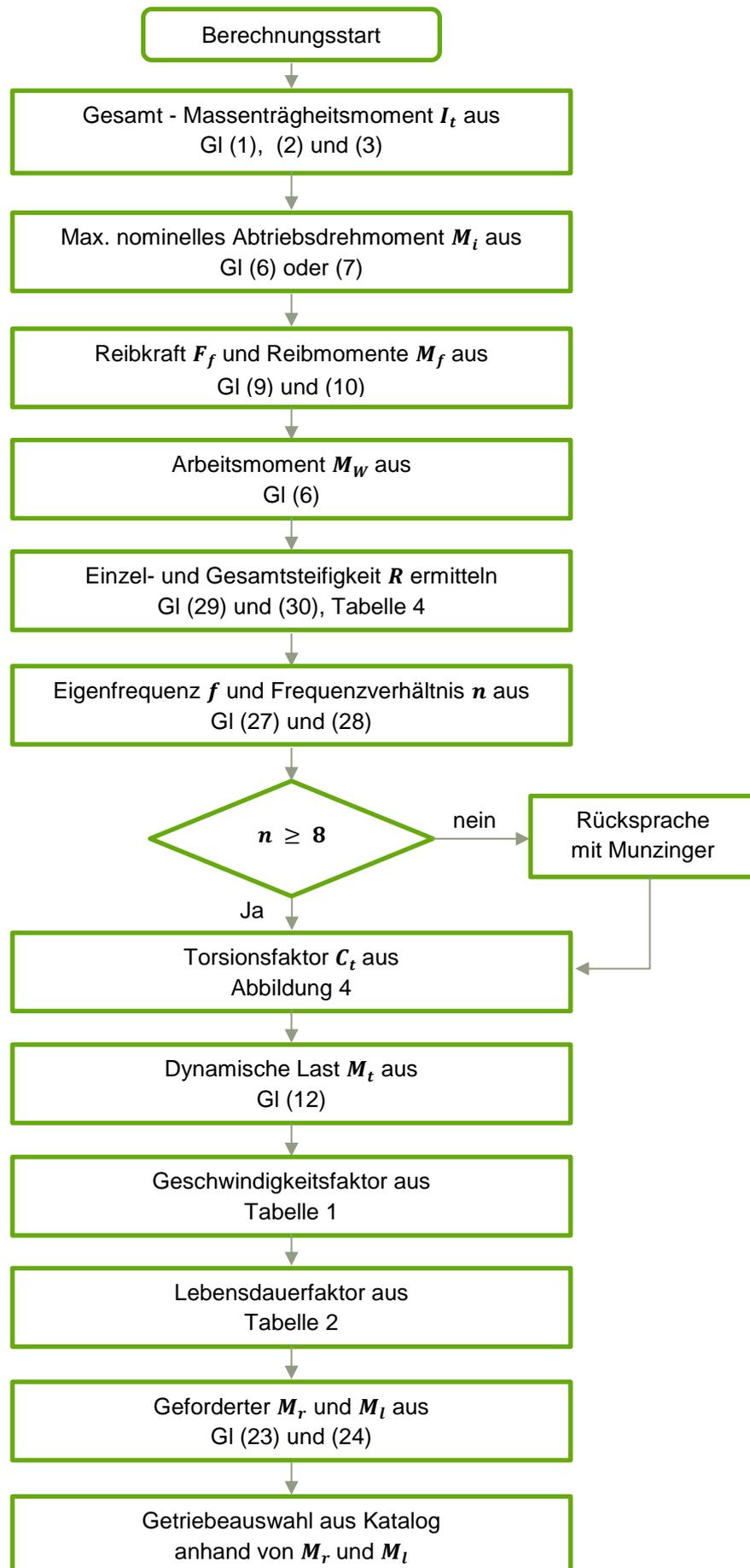
Durchschnittliche Antriebsleistung unter Berücksichtigung mit entsprechenden Schwungmassen	$P_{av} = \frac{(0,1 \cdot M_i + M_f + M_w) \cdot N}{9595,5 \cdot S} + \frac{M_b \cdot N_c}{9550}$	<b>KW</b>	(19)
Empfohlene Schwungmasse	$I_{c,min} = 4 \cdot I_t \cdot \left( \frac{360 \cdot C_v}{S \cdot \alpha} \right)^2$	<b>kgm<sup>2</sup></b>	(20)
Max. Antriebsmoment	$M_{c,max} = 2 \cdot \left( \frac{I_c}{I_t} \cdot M_i \cdot (M_i - M_t) \right)^{\frac{1}{2}}$	<b>Nm</b>	(21)
Max. Antriebsmoment	$M_{c,max} = 2 \cdot \left( \frac{I_c}{I_t} \cdot M_d \cdot (M_d - M_t) \right)^{\frac{1}{2}}$	<b>Nm</b>	(22)
Bedingung für Lebensdauer	$M_r \geq C_s \cdot C_i \cdot M_t$	<b>Nm</b>	(23)
Bedingung für Lebensdauer	$M_l \geq M_t$	<b>Nm</b>	(24)
Schaltzeit	$t_\alpha = \frac{\alpha}{6 \cdot N}$	<b>s</b>	(25)
Drehzahl	$N = \frac{\alpha}{6 \cdot t_\alpha}$	$\frac{1}{min}$	(26)
Eigenfrequenz	$f = 0,159 \cdot \sqrt{\frac{R}{I_t}}$	$\frac{1}{s}$	(27)
Frequenzverhältnis	$n = f \cdot t_\alpha$	–	(28)
Einzelsteifigkeiten nach Tabelle 6	$R_1, R_2 \text{ usw.}$	$\frac{Nm}{rad}$	(29)
Gesamtsteifigkeit Getriebesteifigkeit $R_i$ aus Tabelle 4	$R = \frac{1}{\frac{1}{R_i} + \sum_j \frac{1}{R_j}}$	$\frac{Nm}{rad}$	(30)
Schrittinkel	$\gamma = \frac{2\pi}{S}$	<b>rad</b>	(31)

## 4 Auslegung

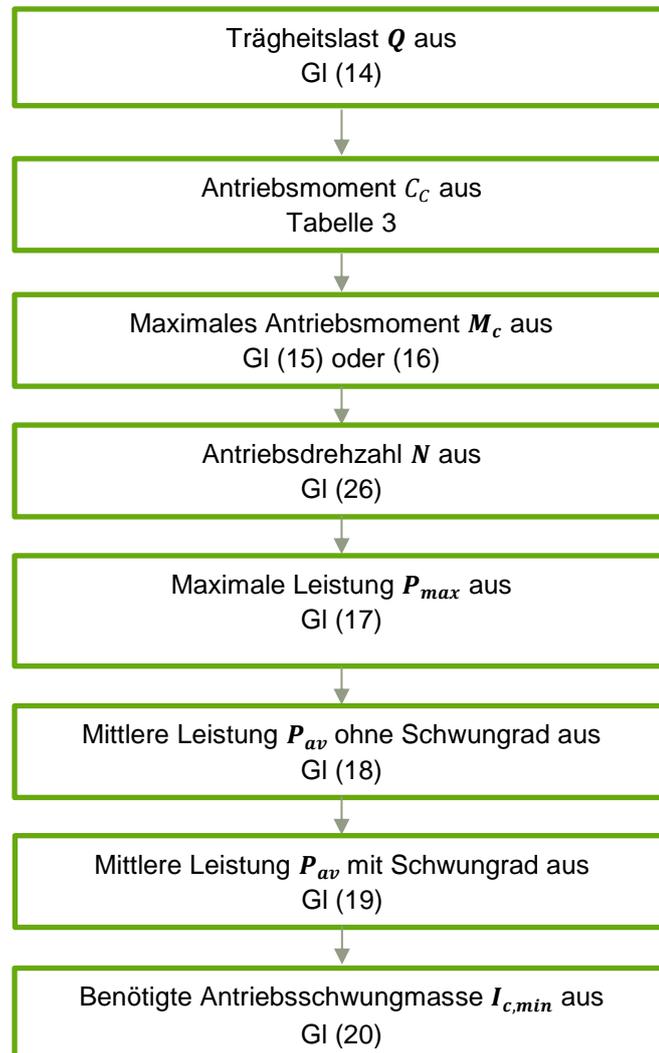
### 4.1 Überschlägige Getriebeauslegung



## 4.2 Getriebeauslegung unter Berücksichtigung der Steifigkeit



### 4.3 Antriebsauslegung



# 5 Tabellen und Diagramme

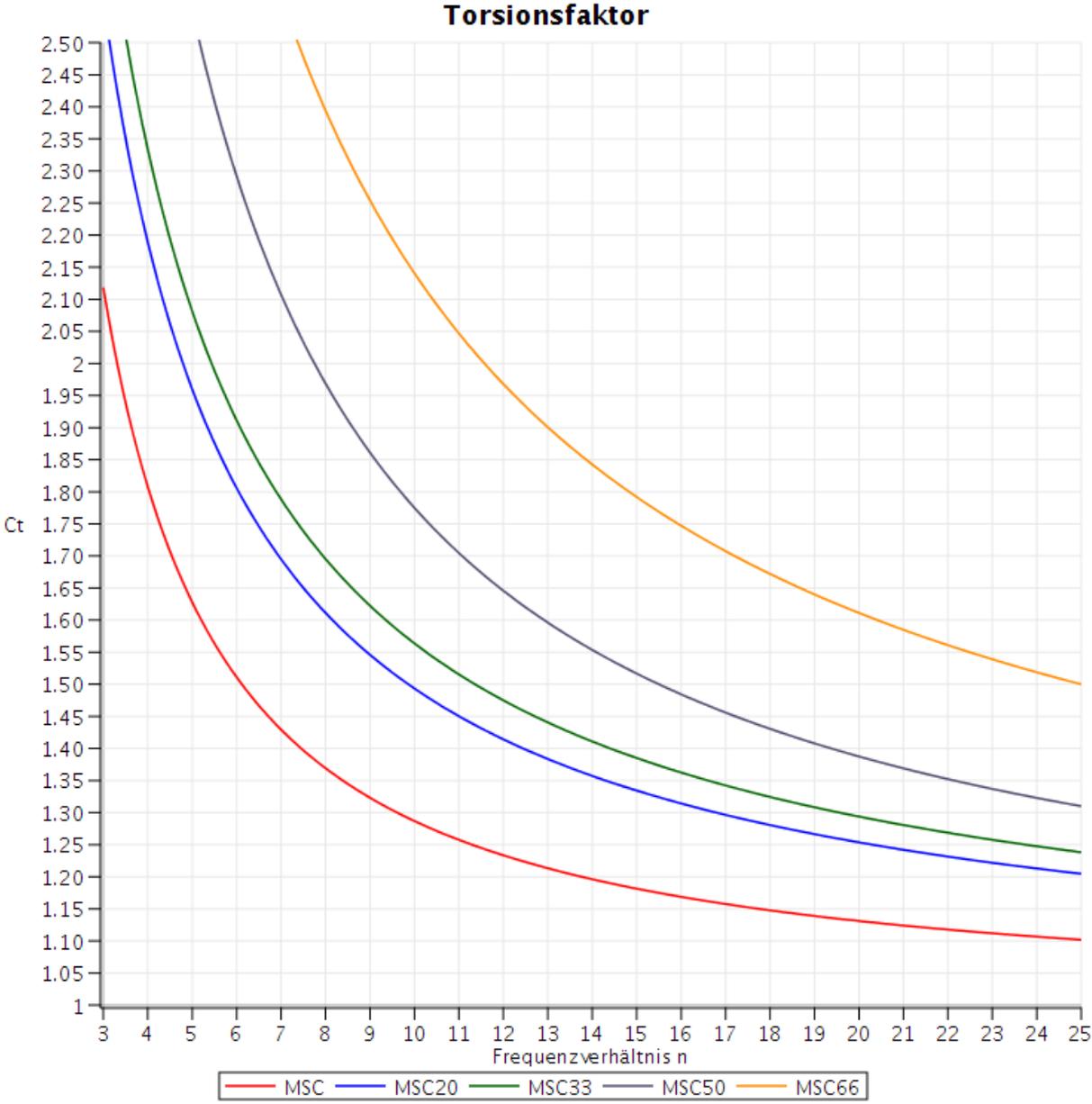


Abbildung 4: Torsionsfaktor

Schaltfrequenz $N_a$ [1/min]	25	50	75	100	150	200	300	500	750
Geschwindigkeitsfaktor $C_s$	0,81	1,00	1,13	1,23	1,39	1,52	1,71	2,00	2,25

Tabelle 1: Geschwindigkeitsfaktoren

Lebensdauer in 1000 Stunden	4	8	12	16	20	30	40
Lebensdauerfaktor $C_l$	0,81	1,00	1,13	1,23	1,32	1,49	1,62

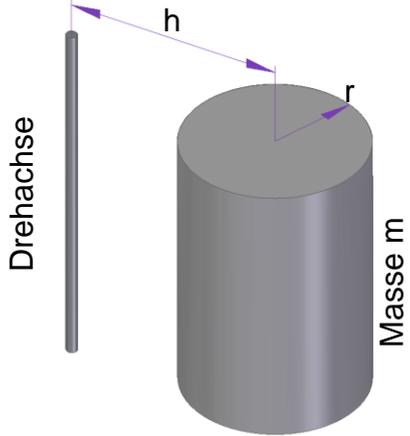
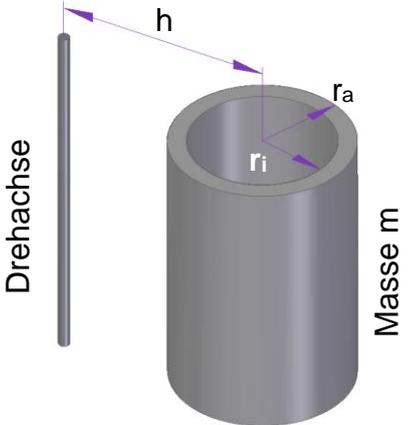
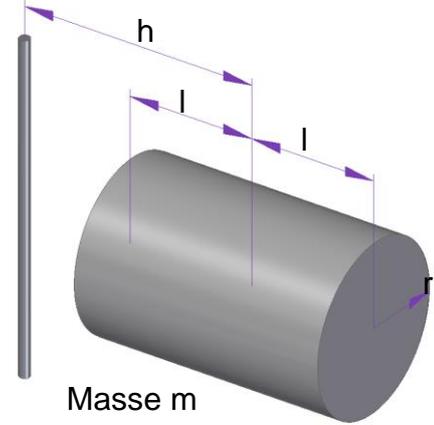
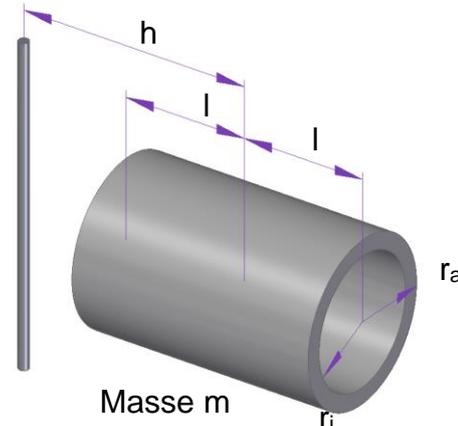
Tabelle 2: Lebensdauerfaktoren

Bewegungsgesetz	MS	MSC20	MSC33	MSC50
Beschleunigungskoeffizient $C_a$	5,528	5,999	6,616	8,010
Geschwindigkeitskoeffizient $C_v$	1,760	1,528	1,404	1,275
<b>Massenträgheit <math>Q</math> in %</b>	<b>Antriebsdrehmomentkoeffizient <math>C_C</math></b>			
0	1,760	1,527	1,404	1,275
25	1,404	1,219	1,120	1,017
50	1,197	1,039	0,955	0,867
75	1,071	0,930	0,855	0,777
100	0,987	0,857	0,788	0,716

Tabelle 3: Bewegungsgesetz-Parameter

Getriebetyp	Achsabstand	Steifigkeit $R_i$ $\left[10^6 \frac{Nm}{rad}\right]$	Antriebsmoment für innere Reibung $M_b$ $[Nm]$
MG	54	0,020	5,8
	80	0,042	11,1
	108	0,090	13,8
	140	0,147	17,1
	152	0,315	23,0
	178	0,600	28,1
	254	1,300	35,0
MRT	190	0,600	28,9
	267	1,350	45,2
	315	4,000	90,0
MP	50	0,002	3,0
	63	0,007	6,2
	80	0,023	11,5
	100	0,066	13,8
	125	0,135	17,2
	160	0,270	22,9
	200	0,530	27,8
	250	1,040	35,1

Tabelle 4: Ungefähre Steifigkeit und Reibung der Schrittgetriebe

Körper	Bild	Gleichung
Vollzylinder, dünne Scheibe		$I = m \cdot \left( \frac{r^2}{2} + h^2 \right)$
Hohlzylinder		$I = m \cdot \left( \frac{(r_a^2 + r_i^2)}{2} + h^2 \right)$
Vollzylinder quer		$I = m \cdot \left( \frac{l^2}{3} + \frac{r^2}{2} \cdot h^2 \right)$
Hohlzylinder quer		$I = m \cdot \left( \frac{l^2}{3} + \frac{r_a^2 + r_i^2}{2} \cdot h^2 \right)$

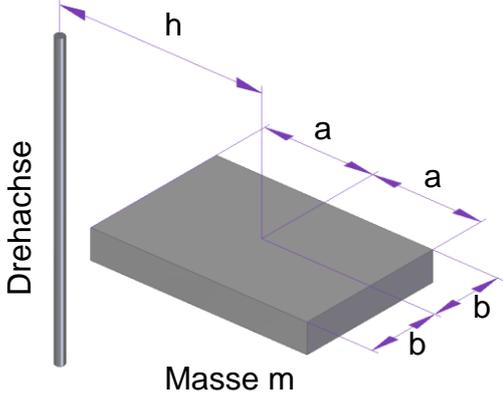
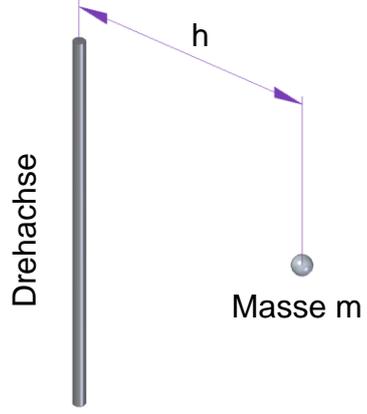
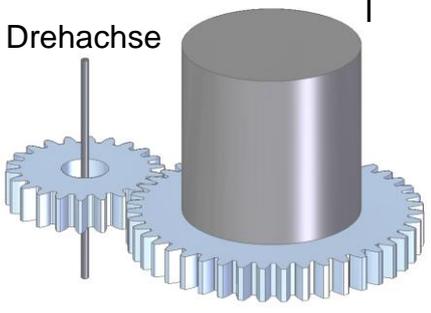
<p>Quader</p>		$I = m \cdot \left( \frac{a^2 + b^2}{3} + h^2 \right)$
<p>Punktmasse</p>		$I = m \cdot h^2$
<p>Übersetzung</p>		$I_{red} = \frac{1}{i_{ges}^2} \cdot I$ <p><math> i_{ges}  &lt; 1</math> Übersetzung ins Schnelle</p> <p><math> i_{ges}  &gt; 1</math> Übersetzung ins Langsame</p> <p>Reduktion der Massenträgheit <math>I</math> auf die Drehachse</p>

Tabelle 5: Massenträgheitsmomente einfacher Körper

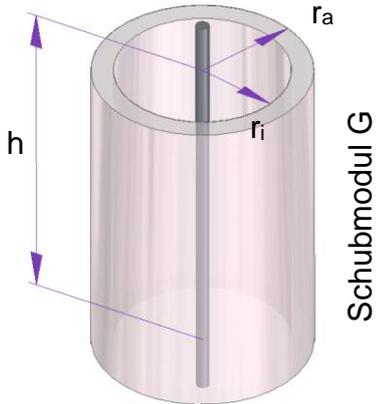
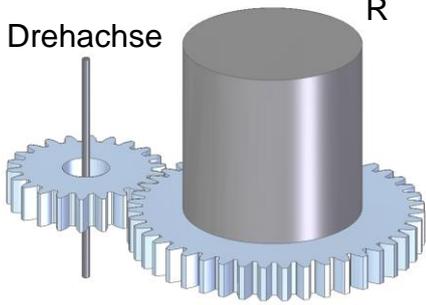
Körper	Bild	Gleichung
Welle Rohr	 <p style="text-align: center;">Drehachse</p>	$R = \frac{\pi \cdot (r_a^4 - r_i^4) \cdot G}{2000 \cdot h}$ $G \approx 80.000 \frac{N}{mm^2} - \text{Stahl}$ $G \approx 26.000 \frac{N}{mm^2} - \text{Alu}$
Übersetzung		$R_{red} = \frac{1}{i_{ges}^2} \cdot R$ <p><math> i_{ges}  &lt; 1</math> Übersetzung ins Schnelle</p> <p><math> i_{ges}  &gt; 1</math> Übersetzung ins Langsame</p> <p>Reduktion der Torsionssteifigkeit <math>R</math> auf die Drehachse</p>

Tabelle 6: Torsionssteifigkeit - Drehfederkonstante

## 6 Beispiele

### 6.1 Drehteller

Eine häufige Anwendung für Münzinger Schrittgetriebe sind Drehteller. Anhand dieser Auslegung kann sich der Konstrukteur orientieren.

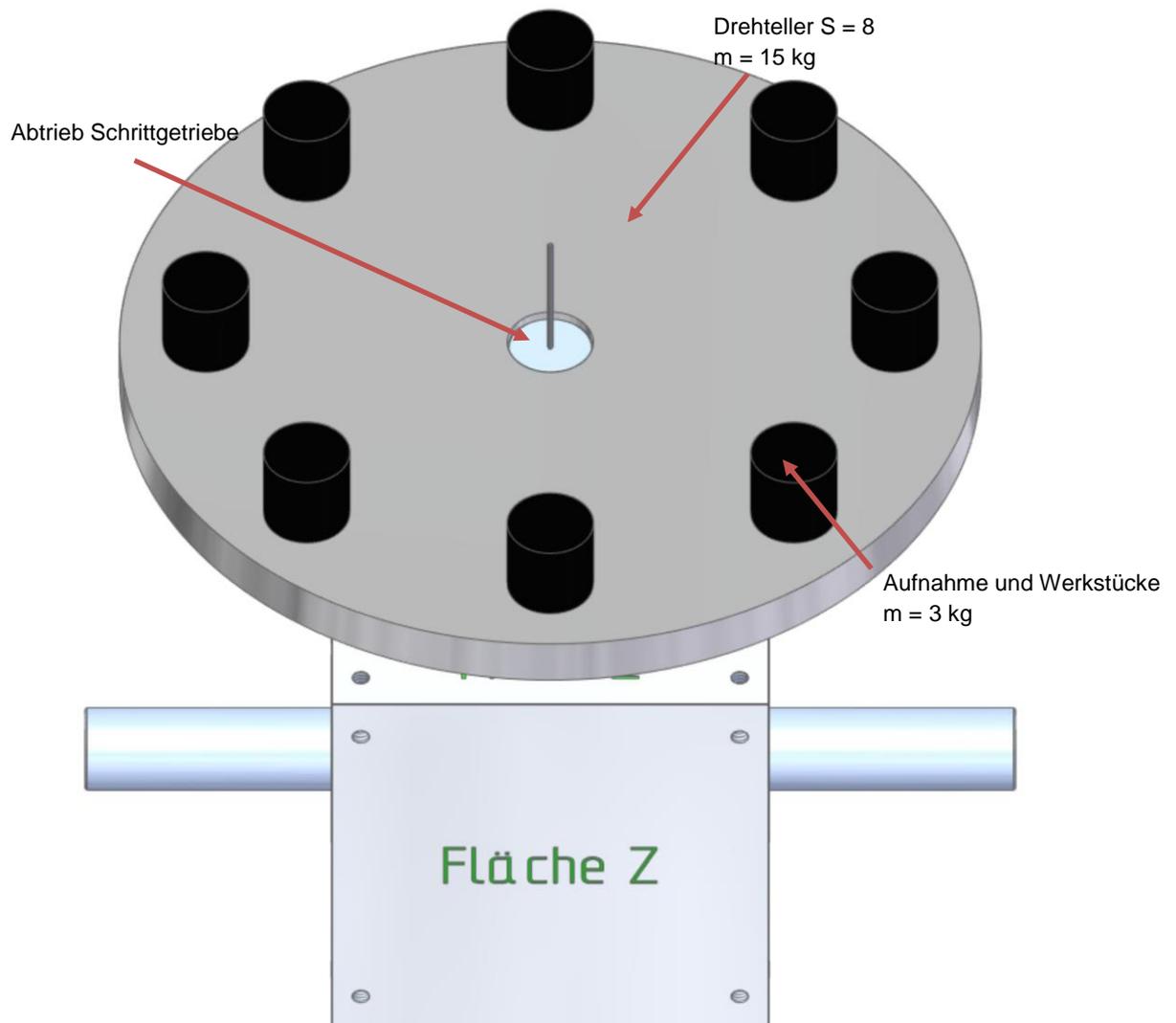


Abbildung 5: Einsatzfall Drehteller

Benennung	Formelzeichen	Menge	Größe	Einheit
Anzahl Stationen Schrittgetriebe	$S$	-	8	-
Schaltwinkel	$\alpha$	-	180	° Grad
Schaltzeit	$t_\alpha$	-	0,3	s
Schaltfrequenz	$N_\alpha$	-	100	1/min
Gewicht Drehteller	$m_D$	1	15,0	kg
Durchmesser Drehteller	$D$	-	500	mm
Gewicht Werkstück	$m_W$	8	3,0	kg
Wirkradius Werkstück	$r_W$	-	200	mm
Bewegungsgesetz	MS	-	-	-
Lebensdauer	-	-	20.000	Stunden

### 6.1.1 Überschlägige Auslegung

In einem ersten Schritt wird überschlägig ein Getriebe ausgelegt, bei dem anschließend das Getriebe im Hinblick auf die Schwingungen genauer untersucht wird.

Berechnungsschritte siehe Kapitel 4.1

Nr.	Bezeichnung	GI	Formel	Zahlenwert
1	Gesamtmassenträgheitsmoment	(3)	$I_t = m_D \cdot \frac{(D/2)^2}{2} + 8 \cdot m_W \cdot r_W^2$	$I_t = 1,42875 \text{ kgm}^2$
2	Abtriebsmoment	(7)	$M_i = \frac{6,283 \cdot C_a \cdot I_t}{S \cdot t_a^2}$	$M_i = 68,922 \text{ Nm}$
3	Reibkraft, Reibmoment	(9) (10)	entfällt	$M_f = 0 \text{ Nm}$
4	Arbeitsmoment	(11)	entfällt	$M_W = 0 \text{ Nm}$
5	Torsionsfaktor		$C_t = 1,5$ annehmen	$C_t = 1,5$
6	Dynamische Last	(12)	$M_t = C_t \cdot M_i + M_f + M_W$	$M_t = 103,383 \text{ Nm}$
7	Geschwindigkeitsfaktor		Aus Tabelle 1	$C_s = 1,23$
8	Lebensdauerfaktor		Aus Tabelle 2	$C_l = 1,32$
9	Geforderte Getriebewerte	(23) (24)	$M_r \geq C_s \cdot C_l \cdot M_t$ $M_l \geq M_t$	$M_r \geq 167,852 \text{ Nm}$ $M_l \geq 103,383 \text{ Nm}$
10	Gewähltes Getriebe		<b>MG80-08-180-MS mit</b>  $M_r = 248 \text{ Nm}$ $M_l = 264 \text{ Nm}$	

### 6.1.2 Getriebeauslegung unter Berücksichtigung der Steifigkeit

Nach der Überschlägigen Auslegung wird nun das Getriebe unter Berücksichtigung der Steifigkeit finalisiert. Berechnungsschritte siehe Kapitel 4.2.

Nr.	Bezeichnung	GI	Formel	Zahlenwert
1	Gesamtmassenträgheitsmoment	(3)	$I_t = m_D \cdot \frac{(D/2)^2}{2} + 8 \cdot m_W \cdot r_W^2$	$I_t = 1,42875 \text{ kgm}^2$
2	Abtriebsmoment	(7)	$M_i = \frac{6,283 \cdot C_a \cdot I_t}{S \cdot t_a^2}$	$M_i = 68,922 \text{ Nm}$
3	Reibkraft, Reibmoment	(9) (10)	entfällt	$M_f = 0 \text{ Nm}$
4	Arbeitsmoment	(11)	entfällt	$M_W = 0 \text{ Nm}$
5	Einzel und Gesamtsteifigkeit bestimmen	(30)	$R = \frac{1}{\frac{1}{R_i} + \sum_j \frac{1}{R_j}} = R_i$	$R = 0,042 \cdot 10^6 \frac{\text{Nm}}{\text{rad}}$
6	Eigenfrequenz und Frequenzverhältnis	(27)	$f = 0,159 \cdot \sqrt{\frac{R}{I_t}}$	$f = 27,261 \text{ s}^{-1}$
		(28)	$n = f \cdot t_a$	$n = 8,178 \geq 8$
7	Torsionsfaktor		$C_t = 1,375$ aus Abbildung 4	$C_t = 1,375$
8	Dynamische Last	(12)	$M_t = C_t \cdot M_i + M_f + M_W$	$M_t = 94,767 \text{ Nm}$
9	Geschwindigkeitsfaktor		Aus Tabelle 1	$C_s = 1,23$
10	Lebensdauerfaktor		Aus Tabelle 2	$C_l = 1,32$
11	Geforderte Getriebewerte	(23)	$M_r \geq C_s \cdot C_l \cdot M_t$	$M_r \geq 153,865 \text{ Nm}$
		(24)	$M_l \geq M_t$	$M_l \geq 94,767 \text{ Nm}$
12	<b>Gewähltes Getriebe</b>		<b>MG80-08-180-MS mit</b>  <b><math>M_r = 248 \text{ Nm}</math></b> <b><math>M_l = 264 \text{ Nm}</math></b>	

### 6.1.3 Antriebsauslegung

Zum Schluss wird noch die benötigte Antriebsleistung ermittelt. Berechnungsschritte siehe Kapitel 4.3.

Nr.	Bezeichnung	GI	Formel	Zahlenwert
1	Trägheitslast	(14)	$Q = \frac{100 \cdot C_t \cdot M_i}{M_t}$	$Q = 100 \%$
2	Antriebsmomenten- faktor		$C_c$ aus Tabelle 3	$C_c = 0,987$
3	Max. Antriebsmo- ment	(15)	$M_c = \frac{400 \cdot C_c \cdot M_t}{S \cdot \alpha} + M_b$	$M_c = 29,996 \text{ Nm}$
4	Antriebsdrehzahl	(16)	$N = \frac{\alpha}{6 \cdot t_\alpha} = N_c$	$N = 25 \frac{1}{\text{min}}$
5	Maximale Leistung	(17)	$P_{max} = \frac{M_c \cdot N_c}{9550}$	$P_{max} = 78,50 \text{ W}$
6	Durch. Leistung ohne Schwungrad	(18)	$P_{av} \approx \frac{P_{max}}{2}$	$P_{av} \approx 39,25 \text{ W}$
7	Durch. Leistung mit Schwungrad	(19)	$P_{av} = \frac{(0,1 \cdot M_i + M_f + M_w) \cdot N}{9595,5 \cdot S} + \frac{M_b \cdot N_c}{9550}$	$P_{av} = 31,30 \text{ W}$
8	Benötigte Schwungmasse	(20)	$I_{c,min} = 4 \cdot I_t \cdot \left( \frac{360 \cdot C_v}{S \cdot \alpha} \right)^2$	$I_{c,min} = 1,106 \text{ kgm}^2$

## 6.2 Kettenförderer

Eine weitere häufige Anwendung für Munzinger Schrittgetriebe sind Kettenförderer. Anhand dieser Auslegung kann sich der Konstrukteur orientieren.

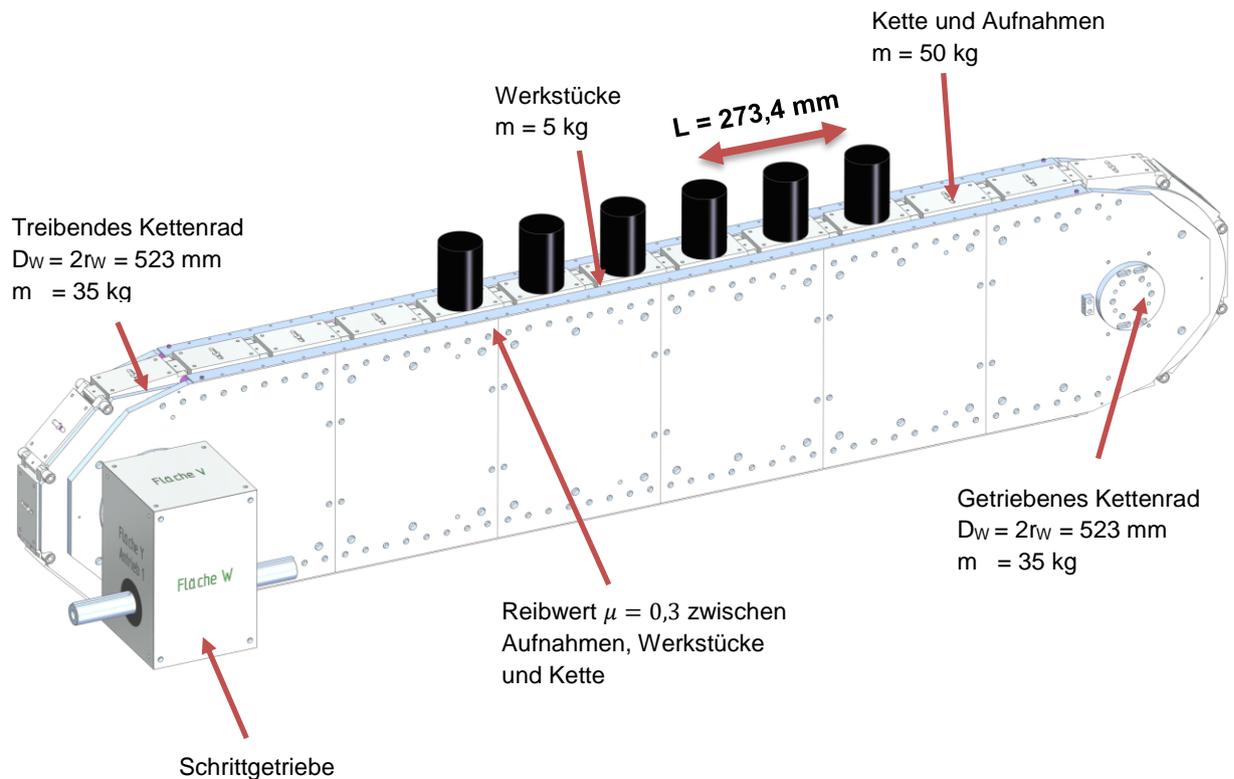


Abbildung 6: Einsatzfall Kettenförderer

Bei diesem Kettenförderer werden die Werkstücke, Aufnahmen und die Kette als linear transportierte Masse aufgefasst.

Zwischen die Masse und den Führungen wirkt eine Reibkraft mit dem Reibwert  $\mu = 0,3$ .

Der Linearhub beträgt  $L = 273,842 \text{ mm}$  bei einem Durchmesser der Kettenräder von  $D = 523,00 \text{ mm}$  ergibt sich ein Schrittgetriebe mit 6 Stationen.

Benennung	Formelzeichen	Menge	Größe	Einheit
Schaltweg auf Kette	L	-	273,842	mm
Anzahl Stationen Schrittgetriebe	$S = \frac{\pi \cdot D}{L}$	-	6	-
Schaltwinkel	$\alpha$	-	120	° Grad
Schaltfrequenz	$N_a$	-	60	1/min
Schaltzeit	$t_\alpha = \frac{\alpha}{6 \cdot N_a}$	-	0,333	s
Gewicht Kettenrad	$m_D$	2	35,0	kg
Durchmesser Kettenrad	$D$	-	523,0	mm
Gewicht Werkstück	$m_W$	6	5,0	kg
Gewicht Kette	$m_K$	1	50,0	kg
Wirkradius Werkstück	$r_W = \frac{D}{2} = r$	-	261,5	mm
Reibung zwischen Kette und Führung	$\mu$	-	0,3	-
Bewegungsgesetz	MS	-	-	-
Lebensdauer	-	-	16.000	Stunden

## 6.2.1 Überschlägige Auslegung

In einem ersten Schritt wird überschlägig ein Getriebe ausgelegt, bei dem anschließend das Getriebe im Hinblick auf die Schwingungen genauer untersucht wird.

Berechnungsschritte siehe Kapitel 4.1

Nr.	Bezeichnung	GI	Formel	Zahlenwert
1	Gesamtmassenträgheitsmoment	(3)	$I_t = 2 \cdot m_D \cdot \frac{(D/2)^2}{2} + 6 \cdot m_W \cdot r_W^2 + m_k \cdot r_W^2$	$I_t = 7,864 \text{ kgm}^2$
2	Abtriebsmoment	(7)	$M_i = \frac{6,283 \cdot C_a \cdot I_t}{S \cdot t_a^2}$ $C_a = 5,528$	$M_i = 410,5 \text{ Nm}$
3	Reibkraft, Reibmoment	(9) (10)	$F = (6 \cdot m_W + m_K) \cdot g$ $F_f = \mu \cdot F$ $M_f = F_f \cdot r$	$F = 784,4 \text{ N}$ $F_f = 235,44 \text{ N}$ $M_f = 61,568 \text{ Nm}$
4	Arbeitsmoment	(11)	entfällt	$M_W = 0 \text{ Nm}$
5	Torsionsfaktor		$C_t = 1,5$ annehmen	$C_t = 1,5$
6	Dynamische Last	(12)	$M_t = C_t \cdot M_i + M_f + M_W$	$M_t = 677,38 \text{ Nm}$
7	Geschwindigkeitsfaktor		Aus Tabelle 1, interpoliert	$C_s = 1,05$
8	Lebensdauerfaktor		Aus Tabelle 2	$C_l = 1,23$
9	Geforderte Getriebewerte	(23) (24)	$M_r \geq C_s \cdot C_l \cdot M_t$ $M_l \geq M_t$	$M_r \geq 874,8 \text{ Nm}$ $M_l \geq 677,38 \text{ Nm}$
10	<b>Gewähltes Getriebe</b>		<b>MG140-06-120-MS mit</b>  $M_r = 1146 \text{ Nm}$ $M_l = 1436 \text{ Nm}$	

## 6.2.2 Getriebeauslegung unter Berücksichtigung der Steifigkeit

Nach der überschlägigen Auslegung wird nun das Getriebe unter Berücksichtigung der gesamten Steifigkeit finalisiert. Berechnungsschritte siehe Kapitel 4.2.

Nr.	Bezeichnung	GI	Formel	Zahlenwert
1	Gesamtmassenträgheitsmoment	(3)	$I_t = 2 \cdot m_D \cdot \frac{(D/2)^2}{2} + 6 \cdot m_W \cdot r_W^2 + m_k \cdot r_W^2$	$I_t = 7,864 \text{ kgm}^2$
2	Abtriebsmoment	(7)	$M_i = \frac{6,283 \cdot C_a \cdot I_t}{S \cdot t_a^2}$ $C_a = 5,528$	$M_i = 410,5 \text{ Nm}$
3	Reibkraft, Reibmoment	(9) (10)	$F = (6 \cdot m_W + m_K) \cdot g$ $F_f = \mu \cdot F$ $M_f = F_f \cdot r$	$F = 784,4 \text{ N}$ $F_f = 235,44 \text{ N}$ $M_f = 61,568 \text{ Nm}$
4	Arbeitsmoment	(11)	entfällt	$M_W = 0 \text{ Nm}$
5	Einzel und Gesamtsteifigkeit bestimmen	(30)	$R = \frac{1}{\frac{1}{R_i} + \sum_j \frac{1}{R_j}} = R_i$	Getriebe MG140 $R = 0,147 \cdot 10^6 \frac{\text{Nm}}{\text{rad}}$
6	Eigenfrequenz und Frequenzverhältnis	(27)	$f = 0,159 \cdot \sqrt{\frac{R}{I_t}}$	$f = 21,738 \text{ s}^{-1}$
		(28)	$n = f \cdot t_a$	$n = 7,23 \leq 8$ Gefahr von Schwingungen!
7	Torsionsfaktor		$C_t = 1,5$ aus Abbildung 4	$C_t = 1,4$
8	Dynamische Last	(12)	$M_t = C_t \cdot M_i + M_f + M_W$	$M_t = 677,38 \text{ Nm}$
7	Geschwindigkeitsfaktor		Aus Tabelle 1, interpoliert	$C_s = 1,05$
8	Lebensdauerfaktor		Aus Tabelle 2	$C_l = 1,23$
11	Geforderte Getriebewerte	(23)	$M_r \geq C_s \cdot C_l \cdot M_t$	$M_r \geq 874,8 \text{ Nm}$
		(24)	$M_l \geq M_t$	$M_l \geq 677,38 \text{ Nm}$
12	<b>Gewähltes Getriebe</b>		<b>MG140-06-120-MS mit</b>  $M_r = 1146 \text{ Nm}$ $M_l = 1436 \text{ Nm}$	

Ergebnis:

- Das gewählte Getriebe würde die geforderte Lebensdauer erreichen.
- Das Frequenzverhältnis ist jedoch  $n = 7,23 \leq 8$ , es könnte hier zu unerwünschten Schwingungen in der Rastphase kommen.
- Empfohlen wird ein Nachrechnen des Belastungsfalls mit einem Schrittgetriebe höherer Steifigkeit.

## Berechnung Getriebe MG152-06-120-MSC20

Nr.	Bezeichnung	Gl	Formel	Zahlenwert
1	Gesamtmassenträgheitsmoment	(3)	$I_t = 2 \cdot m_D \cdot \frac{(D/2)^2}{2} + 6 \cdot m_W \cdot r_W^2 + m_K \cdot r_W^2$	$I_t = 7,864 \text{ kgm}^2$
2	Abtriebsmoment	(7)	$M_i = \frac{6,283 \cdot C_a \cdot I_t}{S \cdot t_a^2}$ $C_a = 5,999$	$M_i = 445,5 \text{ Nm}$
3	Reibkraft, Reibmoment	(9) (10)	$F = (6 \cdot m_W + m_K) \cdot g$ $F_f = \mu \cdot F$ $M_f = F_f \cdot r$	$F = 784,4 \text{ N}$ $F_f = 235,44 \text{ N}$ $M_f = 61,568 \text{ Nm}$
4	Arbeitsmoment	(11)	entfällt	$M_W = 0 \text{ Nm}$
5	Einzel und Gesamtsteifigkeit bestimmen	(30)	$R = \frac{1}{\frac{1}{R_i} + \sum_j \frac{1}{R_j}} = R_i$	Getriebe MG152 $R = 0,315 \cdot 10^6 \frac{\text{Nm}}{\text{rad}}$
6	Eigenfrequenz und Frequenzverhältnis	(27)	$f = 0,159 \cdot \sqrt{\frac{R}{I_t}}$	$f = 31,822 \text{ s}^{-1}$
		(28)	$n = f \cdot t_a$	$n = 10,59 \geq 8$
7	Torsionsfaktor		$C_t = 1,45$ aus Abbildung 4	$C_t = 1,45$
8	Dynamische Last	(12)	$M_t = C_t \cdot M_i + M_f + M_W$	$M_t = 645,99 \text{ Nm}$
7	Geschwindigkeitsfaktor		Aus Tabelle 1, interpoliert	$C_s = 1,05$
8	Lebensdauerfaktor		Aus Tabelle 2	$C_l = 1,23$
11	Geforderte Getriebewerte	(23) (24)	$M_r \geq C_s \cdot C_l \cdot M_t$ $M_l \geq M_t$	$M_r \geq 834,27 \text{ Nm}$ $M_l \geq 645,99 \text{ Nm}$
12	<b>Empfohlenes Getriebe</b>		<b>MG152-06-120-MSC20 mit</b>  $M_r = 1308 \text{ Nm}$ $M_l = 1127 \text{ Nm}$	

### Ergebnis:

- Das gewählte Getriebe würde die geforderte Lebensdauer erreichen.
- Das Frequenzverhältnis ist  $n = 10,59 \geq 8$
- Das Getriebe MG152 wird aufgrund der höheren Steifigkeit empfohlen

### 6.2.3 Antriebsauslegung

Zum Schluss wird noch die benötigte Antriebsleistung ermittelt.

Berechnungsschritte siehe Kapitel 4.3.

Gewähltes Getriebe MG140

Nr.	Bezeichnung	GI	Formel	Zahlenwert
1	Trägheitslast	(14)	$Q = \frac{100 \cdot C_t \cdot M_i}{M_t}$	$Q = 90 \%$
2	Antriebsmomenten- faktor		$C_c$ aus Tabelle 3, interpoliert	$C_c = 1,0206$
3	Max. Antriebsmo- ment	(15)	$M_c = \frac{400 \cdot C_c \cdot M_t}{S \cdot \alpha} + M_b$	$M_c = 366,27 \text{ Nm}$
4	Antriebsdrehzahl	(16)	$N = \frac{\alpha}{6 \cdot t_\alpha} = N_c$	$N = 60 \frac{1}{\text{min}}$
5	Maximale Leistung	(17)	$P_{max} = \frac{M_c \cdot N_c}{9550}$	$P_{max} = 2301,3 \text{ W}$
6	Durch. Leistung ohne Schwungrad	(18)	$P_{av} \approx \frac{P_{max}}{2}$	$P_{av} \approx 1150,6 \text{ W}$
7	Durch. Leistung mit Schwungrad	(19)	$P_{av} = \frac{(0,1 \cdot M_i + M_f + M_w) \cdot N}{9595,5 \cdot S} + \frac{M_b \cdot N_c}{9550}$	$P_{av} = 255,1 \text{ W}$
8	Benötigte Schwungmasse	(20)	$I_{c,min} = 4 \cdot I_t \cdot \left( \frac{360 \cdot C_v}{S \cdot \alpha} \right)^2$	$I_{c,min} = 18,36 \text{ kgm}^2$

### 6.3 Schrittgetriebe mit Übersetzung

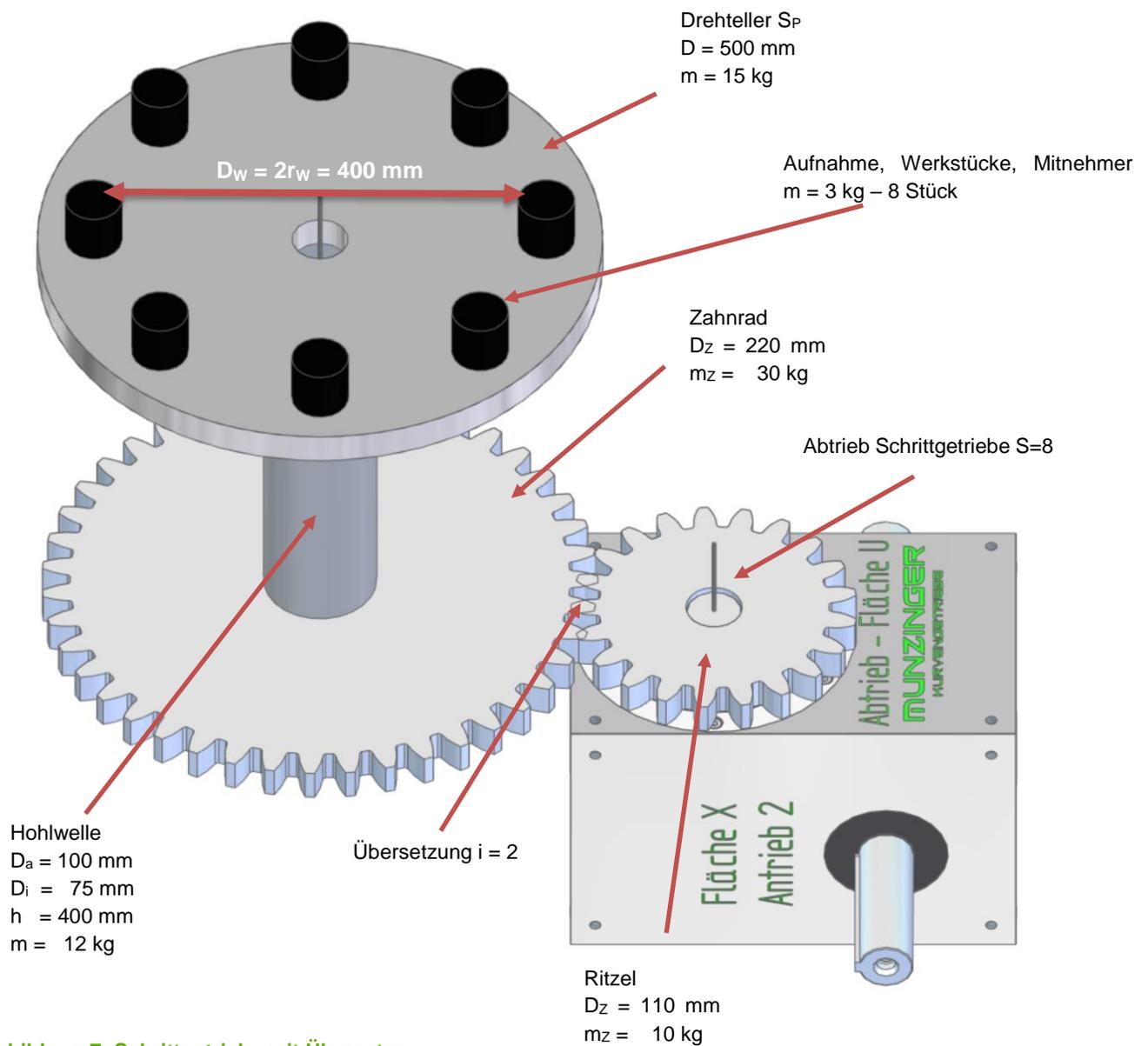


Abbildung 7: Schrittgetriebe mit Übersetzung

Bei diesem Beispiel handelt es sich um einen Drehteller mit Zwischenübersetzung.

Die Übersetzung mit Zahnräder ist  $i = \frac{S_P}{S} = 2$  ins langsame.

Hier müssen die Massenträgheiten des Tellers, Zahnrades sowie die Torsionsfeder von der Drehachse des Tellers auf die Drehachse des Schrittgetriebes reduziert werden (siehe [Tabelle 5](#) und [Tabelle 6](#)).

Benennung	Formelzeichen	Menge	Größe	Einheit
Anzahl Stationen Schrittgetriebe	$S$	-	4	-
Anzahl Stationen Teller	$S_P$	-	8	-
Schaltwinkel	$\alpha$	-	150	° Grad
Schaltzeit	$t_\alpha$	-	0,1	s
Schaltfrequenz	$N_\alpha = \frac{\alpha}{6 \cdot t_\alpha}$	-	250	1/min
Gewicht Drehteller	$m_D$	1	15,0	kg
Durchmesser Drehteller	$D$	-	500	mm
Gewicht Werkstück	$m_W$	8	3,0	kg
Wirkradius Werkstück	$r_W$	-	200	mm
Hohlwelle aus Aluminium	$D_a$	-	100	mm
	$D_i$	-	80	mm
	$m_{HW}$	1	12,0	kg
Gewicht Zahnrad	$m_Z$	-	30,0	kg
Durchmesser Zahnrad	$r_Z$	-	220,0	mm
Gewicht Ritzel	$m_R$	-	10,0	kg
Durchmesser Ritzel	$r_R$	-	110,0	mm
Bewegungsgesetz	MS	-	-	-
Übersetzung	$i = \frac{S_P}{S} = 2$	-	2	Ins Langsame
Lebensdauer	-	-	40.000	Stunden

### 6.3.1 Überschlägige Auslegung

In einem ersten Schritt wird überschlägig ein Getriebe ausgelegt, bei dem anschließend das Getriebe im Hinblick auf die Schwingungen genauer untersucht wird.

Berechnungsschritte siehe Kapitel 4.1

Nr.	Bezeichnung	GI	Formel	Zahlenwert
1	Ritzel	(3)	$I_R = m_R \cdot \frac{(r_R)^2}{2}$	$I_R = 0,0605 \text{ kgm}^2$
	Zahnrad		$I_Z = \frac{1}{i^2} \cdot m_Z \cdot \frac{(r_Z)^2}{2}$	$I_{RZ} = 0,1500 \text{ kgm}^2$
	Hohlwelle		$I_{HW} = \frac{1}{i^2} \cdot m_{HW} \cdot \frac{\left( (D_a/2)^2 + (D_i/2)^2 \right)^2}{2}$	$I_{HW} = 0,0062 \text{ kgm}^2$
	Drehteller		$I_D = \frac{1}{i^2} \cdot m_D \cdot \frac{(D/2)^2}{2}$	$I_D = 0,1172 \text{ kgm}^2$
	Werkstücke		$I_W = \frac{1}{i^2} \cdot 8 \cdot m_W \cdot r_W^2$	$I_W = 0,0600 \text{ kgm}^2$
	<b>Gesamt</b>		$I_t = I_R + I_Z + I_{HW} + I_D + I_W$	$I_t = 0,1924 \text{ kgm}^2$
2	Abtriebsmoment	(7)	$M_i = \frac{6,283 \cdot C_a \cdot I_t}{S \cdot t_a^2}$	$M_i = 167,063 \text{ Nm}$
3	Reibkraft, Reibmoment	(9) (10)	entfällt	$F_f = 0 \text{ N}$ $M_f = 0 \text{ Nm}$
4	Arbeitsmoment	(11)	entfällt	$M_W = 0 \text{ Nm}$
5	Torsionsfaktor		$C_t = 1,5$ annehmen	$C_t = 1,5$
6	Dynamische Last	(12)	$M_t = C_t \cdot M_i + M_f + M_W$	$M_t = 250,590 \text{ Nm}$
7	Geschwindigkeitsfaktor		Aus Tabelle 1	$C_s = 1,52$
8	Lebensdauerfaktor		Aus Tabelle 2	$C_l = 1,62$
9	Geforderte Getriebewerte	(23) (24)	$M_r \geq C_s \cdot C_l \cdot M_t$ $M_l \geq M_t$	$M_r \geq 617,0637 \text{ Nm}$ $M_l \geq 250,590 \text{ Nm}$
10	<b>Gewähltes Getriebe</b>		<b>MG152-04-150-MS mit</b>  $M_r = 1009 \text{ Nm}$ $M_l = 887 \text{ Nm}$	

### 6.3.2 Getriebeauslegung unter Berücksichtigung der Steifigkeit

Nach der Überschlägigen Auslegung wird nun das Getriebe unter Berücksichtigung der Steifigkeit finalisiert. Berechnungsschritte siehe Kapitel 4.2.

Nr.	Bezeichnung	GI	Formel	Zahlenwert
1	Ritzel	(3)	$I_R = m_R \cdot \frac{(r_R)^2}{2}$	$I_R = 0,0605 \text{ kgm}^2$
	Zahnrad		$I_Z = \frac{1}{i^2} \cdot m_Z \cdot \frac{(r_Z)^2}{2}$	$I_{RZ} = 0,1500 \text{ kgm}^2$
	Hohlwelle		$I_{HW} = \frac{1}{i^2} \cdot m_{HW} \cdot \frac{\left(\left(D_a/2\right)^2 + \left(D_i/2\right)^2\right)^2}{2}$	$I_{HW} = 0,0062 \text{ kgm}^2$
	Drehteller		$I_D = \frac{1}{i^2} \cdot m_D \cdot \frac{(D/2)^2}{2}$	$I_D = 0,1172 \text{ kgm}^2$
	Werkstücke		$I_W = \frac{1}{i^2} \cdot 8 \cdot m_W \cdot r_W^2$	$I_W = 0,0600 \text{ kgm}^2$
	<b>Gesamt</b>		$I_t = I_R + I_Z + I_{HW} + I_D + I_W$	$I_t = 0,1924 \text{ kgm}^2$
2	Abtriebsmoment	(7)	$M_i = \frac{6,283 \cdot C_a \cdot I_t}{S \cdot t_a^2}$	$M_i = 167,063 \text{ Nm}$
3	Reibkraft, Reibmoment	(9) (10)	entfällt	$F_f = 0 \text{ N}$ $M_f = 0 \text{ Nm}$
4	Arbeitsmoment	(11)	entfällt	$M_W = 0 \text{ Nm}$
5	Getriebesteifigkeit	(30)	$R_i = 0,315 \cdot 10^6 \frac{\text{Nm}}{\text{rad}}$	$R_i = 0,315 \cdot 10^6 \frac{\text{Nm}}{\text{rad}}$
	Hohlwelle		$R_{HW} = \frac{1}{i^2} \cdot \frac{\pi \cdot (r_a^4 - r_i^4) \cdot G}{2000 \cdot h}$	$R_{HW} = 4,63 \cdot 10^6 \frac{\text{Nm}}{\text{rad}}$
	Gesamt		$R = \frac{1}{\frac{1}{R_i} + \sum_j \frac{1}{R_j}}$	$R = 0,295 \cdot 10^6 \frac{\text{Nm}}{\text{rad}}$
6	Eigenfrequenz und Frequenzverhältnis	(27)	$f = 0,159 \cdot \sqrt{\frac{R}{I_t}}$	$f = 196,882 \text{ s}^{-1}$
		(28)	$n = f \cdot t_a$	$n = 19,688 \geq 8$
7	Torsionsfaktor		$C_t = 1,175$ aus Abbildung 4	$C_t = 1,175$
8	Dynamische Last	(12)	$M_t = C_t \cdot M_i + M_f + M_W$	$M_t = 196,225 \text{ Nm}$
7	Geschwindigkeitsfaktor		Aus Tabelle 1	$C_s = 1,52$
8	Lebensdauerfaktor		Aus Tabelle 2	$C_l = 1,62$
11	Geforderte Getriebewerte	(23)	$M_r \geq C_s \cdot C_l \cdot M_t$	$M_r \geq 483,144 \text{ Nm}$
		(24)	$M_l \geq M_t$	$M_l \geq 196,225 \text{ Nm}$
12	<b>Empfohlenes Getriebe</b>		<b>MG152-04-150-MS mit</b>  $M_r = 1009 \text{ Nm}$ $M_l = 887 \text{ Nm}$	

### 6.3.3 Antriebsauslegung

Zum Schluss wird noch die benötigte Antriebsleistung ermittelt.

Berechnungsschritte siehe Kapitel 4.3.

Nr.	Bezeichnung	Gl	Formel	Zahlenwert
1	Trägheitslast	(14)	$Q = \frac{100 \cdot C_t \cdot M_i}{M_t}$	$Q = 100 \%$
2	Antriebsmomenten- faktor		$C_c$ aus Tabelle 3	$C_c = 0,987$
3	Max. Antriebsmo- ment	(15)	$M_c = \frac{400 \cdot C_c \cdot M_t}{S \cdot \alpha} + M_b$	$M_c = 152,117 \text{ Nm}$
4	Antriebsdrehzahl	(16)	$N = \frac{\alpha}{6 \cdot t_\alpha} = N_c$	$N = 250 \frac{1}{\text{min}}$
5	Maximale Leistung	(17)	$P_{max} = \frac{M_c \cdot N_c}{9550}$	$P_{max} = 3.982 \text{ W}$
6	Durch. Leistung ohne Schwungrad	(18)	$P_{av} \approx \frac{P_{max}}{2}$	$P_{av} \approx 1.991 \text{ W}$
7	Durch. Leistung mit Schwungrad	(19)	$P_{av} = \frac{(0,1 \cdot M_i + M_f + M_w) \cdot N}{9595,5 \cdot S} + \frac{M_b \cdot N_c}{9550}$	$P_{av} = 713,5 \text{ W}$
8	Benötigte Schwungmasse	(20)	$I_{c,min} = 4 \cdot I_t \cdot \left( \frac{360 \cdot C_v}{S \cdot \alpha} \right)^2$	$I_{c,min} = 0,858 \text{ kgm}^2$

## 7 Wichtige Begriffe

### 7.1 Anzahl der Schritte - Schrittwinkel

Die Zahl der Schritte während einer vollständigen Umdrehung der Abtriebswelle.

Synonyme:

- Anzahl der Stationen
- Anzahl der "Stops"

Formelzeichen	$S = \text{Schritte [-]}$	[-]
	$\beta = \text{Schrittwinkel}$	[Grad]

### 7.2 Schaltperiode - Schaltwinkel - Schaltzeit

In der Schaltperiode/Schaltwinkel taktet das Getriebe eine Station weiter, die zugehörige Zeit nennt man Schaltzeit.

Formelzeichen	$\alpha = \text{Schaltperiode, Schaltwinkel}$	[Grad]
	$t_\alpha = \text{Schaltzeit}$	[s]

### 7.3 Ruheperiode, Rastwinkel

In der Ruheperiode steht der Abtrieb still, die zugehörige Zeit nennt man Rastzeit.

Formelzeichen	$t_R = \text{Rastzeit}$	[s]
---------------	-------------------------	-----

### 7.4 Kurventyp

- Kurventyp 1: Bei einer Umdrehung der Antriebswelle erfolgt eine Schaltperiode
- Kurventyp 2: Bei einer Umdrehung der Antriebswelle erfolgen zwei Schaltperioden

### 7.5 Dynamische Last

Gesamtes Moment das auf die Abtriebswelle wirkt.

Formelzeichen	$M_t = \text{Dynamische Last}$	[Nm]
---------------	--------------------------------	------

## 7.6 Dynamische Leistung

Dynamische Leistung bei 50 Schritten/min und einer nominellen Lebensdauer ( $L_{10h}$  = Ausfallwahrscheinlichkeit 10%) von 8.000 Betriebsstunden.

Formelzeichen  $M_r$  = Dynamische Leistung [Nm]

## 7.7 Drehmomentgrenze

Das maximale Moment das, unabhängig von Geschwindigkeit und Lebensdauer, auf die Abtriebswelle wirken kann.

Formelzeichen  $M_l$  = Drehmomentgrenze [Nm]

## 7.8 Statisches Moment

Maximales Moment, das auf die Abtriebswelle wirken kann, während die Antriebswelle steht. Die ist gleichzeitig das maximale Moment, das auf die Abtriebswelle wirken darf und entspricht des Drehmomentgrenze.

Formelzeichen  $M_s$  = Statische Moment [Nm]

## 7.9 Schaltfrequenz

Anzahl der Schalzyklen pro Minute, unabhängig davon ob die Antriebswelle kontinuierlich oder intermittierend angetrieben wird.

Formelzeichen  $N_a$  = Schaltfrequenz [Schritte / min]

## 7.10 Geschwindigkeit – Drehzahl der Antriebswelle

Bedeutet normalerweise die Anzahl der Umdrehungen der Antriebswelle pro Minute.

Bei einer kontinuierlich angetriebenen:

- Kurventyp 1: ist die Antriebsgeschwindigkeit gleich der Schaltfrequenz
- Kurventyp 2: ist die Antriebsgeschwindigkeit gleich der halben Schaltfrequenz

Formelzeichen  $N_c$  = Drehzahl der Antriebswelle [Umdrehungen / min]

## 7.11 Bewegungsgesetz

Die Abtriebsbewegung ist eine normierte Funktion der Abtriebsbewegung. Munzinger-Getriebe verwendet grundsätzlich Bewegungsgesetze die Stoß- und Ruckfrei sind.

## 7.12 Masse – Gewicht – Kraft

Die Einheit der Masse, des Gewichts und der Kraft ist

Formelzeichen	$W = \text{Masse}$	[kg]
	$F = \text{Kraft}$	[N]

Max. nominelle Abtriebsdrehmoment - Trägheitslast am Abtrieb

Die Trägheitslast am Abtrieb ist das maximale nominelle Abtriebsmoment. Es ergibt sich auf dem Produkt der Massenträgheit am Abtrieb multipliziert mit der maximalen nominellen Winkelbeschleunigung.

Formelzeichen	$M_i = \text{Trägheitslast, max. nominelle Abtriebsdrehmoment}$	[Nm]
---------------	---	------

## 7.13 Reibmoment - Reiblast am Abtrieb

Auf den Abtrieb wirkende Drehmoment infolge von Reibung.

Formelzeichen	$M_f = \text{Reiblast, Reibmoment}$	[Nm]
---------------	-------------------------------------	------

## 7.14 Arbeitsmoment – Arbeitslast am Abtrieb

Auf den Abtrieb wirkende Drehmoment infolge äußerer Beanspruchung welche nicht durch Massenträgheit oder Reibung hervorgerufen wird.

Formelzeichen	$M_w = \text{Arbeitslast, Arbeitsmoment}$	[Nm]
---------------	---	------

## 7.15 Dynamische Belastung

Das maximale Abtriebsdrehmoment unter der Berücksichtigung der Trägheitslast, Reiblast, Arbeitslast und der Getriebesteifigkeit des schwingungsfähigen Systems.

Formelzeichen	$M_e = \text{Dynamische Belastung, max. Abtriebsdrehmoment}$	[Nm]
---------------	--	------

## 7.16 Antriebsleistung

Benötigte mittlere, Antriebsleistung um das Getriebe bei den Einsatzparametern zu betreiben.

Formelzeichen	$P_{av} = \text{Antriebsleistung}$	[KW]
---------------	------------------------------------	------



**MUNZINGER**  
**KURVENGETRIEBE**

[www.munzinger-kurvengetriebe.de](http://www.munzinger-kurvengetriebe.de)  
[info@munzinger-kurvengetriebe.de](mailto:info@munzinger-kurvengetriebe.de)

Tel: 07951/483 25 0

Fax: 07951/483 25 99