

Für die Werte der Belastungstabelle wurde ein gleichmäßiger, stoßfreier Servo-Betrieb zugrunde gelegt. Da die Anwendungsfälle in der Praxis sehr verschieden sind, ist es erforderlich, die jeweiligen Verhältnisse durch entsprechende Faktoren S , K_A und b_B zu berücksichtigen (siehe Formelzeichen). Als max. Ölsumpftemperatur darf 80 °C nicht überschritten werden.

Formeln zur Leistungs- und Drehmomentermittlung:

$$a = \frac{v}{t_b} \quad [\text{m/s}^2]$$

$$F_u = m \cdot g + m \cdot a \quad (\text{für Hubachse}) \quad [\text{N}]$$

$$F_u = m \cdot g \cdot \mu + m \cdot a \quad (\text{für Fahrachse}) \quad [\text{N}]$$

$$T_{2\text{erf.}} = \frac{F_u \cdot d}{2000} \quad [\text{Nm}]$$

$$n_2 = \frac{v}{d \cdot \pi} \cdot 60000 \quad [\text{min}^{-1}]$$

$$i_{\text{Getr.}} = \frac{n_1}{n_2}$$

$$T_{2\text{zul.}} = \frac{T_{2\text{Tabelle}}}{K_A \cdot S \cdot b_B} \quad [\text{Nm}]$$

Bedingung $T_{2\text{zul.}} > T_{2\text{erf.}}$ muss erfüllt sein

$$P_{1\text{erf.}} = \frac{T_{2\text{erf.}} \cdot n_2}{9550 \cdot \eta} \quad [\text{kW}]$$

Belastungsfaktor K_A

Antrieb	Belastungsart der anzutreibenden Maschinen		
	gleichförmig	mittlere Stöße	starke Stöße
gleichförmig	1,00	1,25	1,75
leichte Stöße	1,25	1,50	2,00
mittlere Stöße	1,50	1,75	2,25

Betriebsdauerfaktor b_B

Betriebsdauer	4 - 8 h	8 - 12 h	> 12 h
Betriebsdauer Faktor	1,00	1,20	1,35

Sicherheitsbeiwert S

Der Sicherheitsbeiwert ist nach Erfahrung zu berücksichtigen ($S \approx 1,1 \div 1,4$)

Kombination aller Faktoren: Stoßfaktor ($K_A \cdot b_B \cdot S$)

Formelzeichen

a	= Beschleunigung bzw. Verzögerung	(m/s^2)
b_B	= Betriebsdauerfaktor	
d	= Ritzel Teilkreisdurchmesser	(mm)
g	= Erdbeschleunigung	($9,81 \text{ m/s}^2$)
m	= Masse	(kg)
n_1	= Getriebeeintriedsdrehzahl	(min^{-1})
n_2	= Getriebeabtriebsdrehzahl	(min^{-1})
t_b	= Beschleunigungszeit	(s)
i	= Unter- bzw. Übersetzungsverhältnis	(-)
v	= Fahr- bzw. Hubgeschwindigkeit	(m/s)
F_u	= Umfangskraft am Ritzel	(N)
K_A	= Belastungsfaktor	(-)
P_1	= Getriebe Eintriebsleistung	(kW)
S	= Sicherheitsbeiwert	(-)
T_2	= GetriebeAbtriebsdrehmoment	(Nm)
η	= Getriebe Wirkungsgrad	(-)
μ	= Reibwert	(-)
π	= 3,14159	

The values given in the load table are based on uniform, smooth servo-operation. Since, in practice, the applications are very diverse, it is essential to consider the given conditions by using the appropriate factors S , K_A and b_B (see symbols). The maximum oil-sump temperature of 80 °C should not be exceeded.

Formulas for determining power and torque data:

$$a = \frac{v}{t_b} \quad [\text{m/s}^2]$$

$$F_u = m \cdot g + m \cdot a \quad (\text{for lifting axle}) \quad [\text{N}]$$

$$F_u = m \cdot g \cdot \mu + m \cdot a \quad (\text{for driving axle}) \quad [\text{N}]$$

$$T_{2\text{req.}} = \frac{F_u \cdot d}{2000} \quad [\text{Nm}]$$

$$n_2 = \frac{v}{d \cdot \pi} \cdot 60000 \quad (\text{rpm}) \quad [\text{min}^{-1}]$$

$$i_{\text{gear}} = \frac{n_1}{n_2}$$

$$T_{2\text{perm.}} = \frac{T_{2\text{table}}}{K_A \cdot S \cdot b_B} \quad [\text{Nm}]$$

Condition $T_{2\text{perm.}} > T_{2\text{req.}}$ must be fulfilled

$$P_{1\text{req.}} = \frac{T_{2\text{req.}} \cdot n_2}{9550 \cdot \eta} \quad [\text{kW}]$$

Load factor K_A

Drive	Type of load from the machines to be driven		
	uniform	medium shocks	heavy shocks
uniform	1,00	1,25	1,75
light shocks	1,25	1,50	2,00
medium shocks	1,50	1,75	2,25

Operating time factor b_B

Operating time	4 - 8 h	8 - 12 h	> 12 h
Operating time factor	1,00	1,20	1,35

Safety coefficient S

The safety coefficient should be allowed for according to experience ($S = 1.1 + 1.4$).

Combination of all factors: shock factor ($K_A \cdot b_B \cdot S$)

Symbols

a	= acceleration or retardation	(m/s^2)
b_B	= operating time factor	
d	= pinion pitch-circle diameter	(mm)
g	= acceleration due to gravity	($9,81 \text{ m/s}^2$)
m	= mass	(kg)
n_1	= gearbox input rpm	(min^{-1})
n_2	= gearbox output rpm	(min^{-1})
t_b	= acceleration time	(s)
i	= gear ratios	(-)
v	= travelling/lifting speed	(m/s)
F_u	= peripheral force at the pinion	(N)
K_A	= load factor	(-)
P_1	= gearbox input power	(kW)
S	= safety coefficient	(-)
T_2	= gearbox output torque	(Nm)
η	= gearbox efficiency	(-)
μ	= coefficient of friction	(-)
π	= 3,1459	

Rechenbeispiel
Calculating example

Vorgabewerte
Values given

- Fahrtrieb** **Hubtrieb**
travelling operation lifting operation
- bewegte Masse** $m = 300 \text{ kg}$
mass to be moved
- Geschwindigkeit** $v = 1,08 \text{ m/s}$
speed
- Beschleunigungszeit** $t_b = 0,27 \text{ s}$
acceleration time
- Erdbeschleunigung** $g = 9,81 \text{ m/s}^2$
acceleration due to gravity
- Reibwert** $\mu = \text{---}$
coefficient of friction
- Ritzel Teilkreis-Ø** $d = 63,66 \text{ mm}$
pitch-circle dia. of pinion
- Belastungsfaktor** $K_A = 1,25$
load factor
- Betriebsdauerfaktor** $b_B = 1,2$
operation time factor
- Sicherheitsbeiwert** $S = 1,2$
safety coefficient
- Motordrehzahl** $n_1 = 3000 \text{ min}^{-1}$
motor rpm
- Motortyp**
motor type
- Motorhersteller**
motor manufacturer

Rechengang
Calculation process

$a = \frac{v}{t_b}$ $a = \frac{1,08}{0,27} = 4 \text{ m/s}^2$

$F_u = m \cdot g + m \cdot a$ $F_u = 300 \cdot 9,81 + 300 \cdot 4 = 4143 \text{ N}$

$F_u = m \cdot g \cdot \mu + m \cdot a$ nur für Fahrtrieb/only travelling operation

$T_{2\text{erf.}} = \frac{F_u \cdot d}{2000}$ $T_{2\text{erf.}} = \frac{4143 \cdot 63,66}{2000} = 132 \text{ Nm}$

$n_2 = \frac{v}{d \cdot \pi} \cdot 60000$ $n_2 = \frac{1,08}{63,66 \cdot \pi} \cdot 60000 = 324 \text{ min}^{-1}$

$i_{\text{Getr.}} = \frac{n_1}{n_2}$ $i_{\text{Getr.}} = \frac{3000}{325} \cong 9,25$

zulässiges Getriebemoment $T_{2\text{Tabelle}}$ s. Seiten B-34 – B-35
permissible gear torque $T_{2\text{table}}$ see pages B-34 – B-35

gewählt 58_5_09 mit $T_2 = 280 \text{ Nm}$ bei 3000 min^{-1}
assumed with at

$T_{2\text{zul.}} = \frac{T_{2\text{Tabelle}}}{K_A \cdot S \cdot b_B}$ $T_{2\text{zul.}} = \frac{280}{1,25 \cdot 1,2 \cdot 1,2} = 155 \text{ Nm}$

Bedingung
Condition

$T_{2\text{zul.}} > T_{2\text{erf}}$ $= 155 \text{ Nm} > 132 \text{ Nm}$ = erfüllt
fulfilled

$P_{1\text{erf.}} = \frac{T_{2\text{erf.}} \cdot n_2}{9550 \cdot \eta}$ $P_{1\text{erf.}} = \frac{132 \cdot 324}{9550 \cdot 0,90} = 4,98 \text{ KW}$

Ergebnis/Result: Getriebe/Gear 58_5_09 Seite/Page B-28

Ihre Rechnung
Your calculation

Vorgabewerte
Values given

- Fahrtrieb** **Hubtrieb**
travelling operation lifting operation
- bewegte Masse** $m = \text{---} \text{ kg}$
mass to be moved
- Geschwindigkeit** $v = \text{---} \text{ m/s}$
speed
- Beschleunigungszeit** $t_b = \text{---} \text{ s}$
acceleration time
- Erdbeschleunigung** $g = \underline{\quad 9,81 \quad} \text{ m/s}^2$
acceleration due to gravity
- Reibwert** $\mu = \text{---}$
coefficient of friction
- Ritzel Teilkreis-Ø** $d = \text{---} \text{ mm}$
pitch-circle dia. of pinion
- Belastungsfaktor** $K_A = \text{---}$
load factor
- Betriebsdauerfaktor** $b_B = \text{---}$
operation time factor
- Sicherheitsbeiwert** $S = \text{---}$
safety coefficient
- Motordrehzahl** $n_1 = \text{---} \text{ min}^{-1}$
motor rpm
- Motortyp**
motor type
- Motorhersteller**
motor manufacturer

Rechengang
Calculation process

$a = \frac{v}{t_b}$ $a = \text{---} = \text{---} \text{ m/s}^2$

$F_u = m \cdot g + m \cdot a$ $F_u = \text{---} = \text{---} \text{ N}$

$F_u = m \cdot g \cdot \mu + m \cdot a$ $F_u = \text{---} = \text{---} \text{ N}$

$T_{2\text{erf.}} = \frac{F_u \cdot d}{2000}$ $T_{2\text{erf.}} = \text{---} = \text{---} \text{ Nm}$

$n_2 = \frac{v}{d \cdot \pi} \cdot 60000$ $n_2 = \text{---} \cdot 60000 = \text{---} \text{ min}^{-1}$

$i_{\text{Getr.}} = \frac{n_1}{n_2}$ $i_{\text{Getr.}} = \text{---} \cong \text{---}$

zulässiges Getriebemoment $T_{2\text{Tabelle}}$ s. Seite ...
permissible gear torque $T_{2\text{table}}$ see page ...

$T_{2\text{zul.}} = \frac{T_{2\text{Tabelle}}}{K_A \cdot S \cdot b_B}$ $T_{2\text{zul.}} = \text{---} = \text{---} \text{ Nm}$

Bedingung
Condition

$T_{2\text{zul.}} > T_{2\text{erf}}$ $\text{Nm} > \text{Nm}$ = erfüllt
fulfilled

$P_{1\text{erf.}} = \frac{T_{2\text{erf.}} \cdot n_2}{9550 \cdot \eta}$ $P_{1\text{erf.}} = \text{---} = \text{---} \text{ KW}$