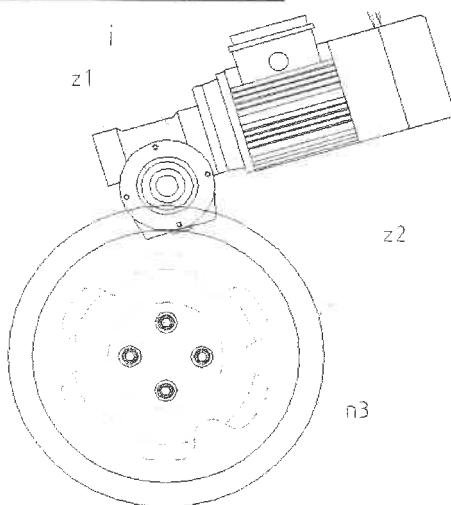


1. Allgemeine Daten

Abmessungen	Plattformbreite	800 mm
	Plattformtiefe	1000 mm
Belastungen	Tragkraft Q	3000 N
	Eigengewicht E	850 N
	Gesamtgewicht G	3850 N
Motor		
Typ	0 400 V - 50 Hz	3,5/2 A
Leistung		cos phi = 0,75
Drehzahl		P 0,75 kW
		n1 2002 min ⁻¹
Getriebe		
Typ	SF50/71B14	Schneckengetriebe
Übersetzung i		50 : 1

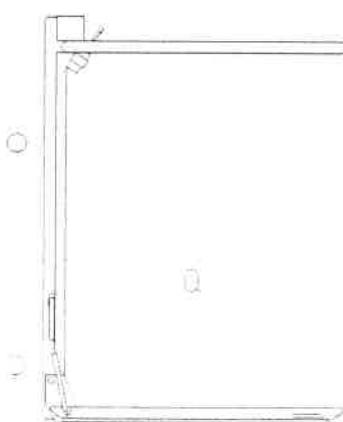
2. Geschwindigkeiten



Seilgeschwindigkeit

Zähnezahl Ritzel	z1	30 mm
Zähnezahl	z2	130 mm
Treibraddurchmesser dT		214 mm
Drehzahl am Treibrad n3		9,24 min ⁻¹
$n_3 = \frac{z_1 * n_1}{z_2 * i}$		
Seilgeschwindigkeit v		0,10 m/sec
$v = \frac{d_T * \pi * n_3}{1000 * 60}$		

Geschwindigkeiten am Fahrzeug



Fahrgeschwindigkeit = Seilgeschw.	0,10 m/sec
Fahrgeschwindigkeit in den Kurven	
vk	0,06 m/sec
Fahrrohr-Kurvenradius r	320 mm
Schwerpunktabstand der Last a	480 mm
Abstand zum Plattformrand b	880 mm

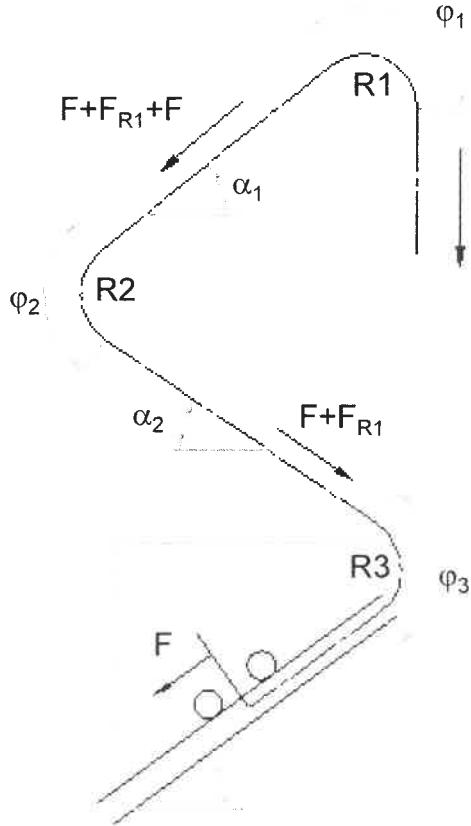
Geschwindigkeit im Schwerpunkt der Last

$$v_S = \frac{vk * (a + r)}{r} \quad v_S = 0,15 \text{ m/sec}$$

Geschwindigkeit am äußersten Punkt des Fahrzeuges

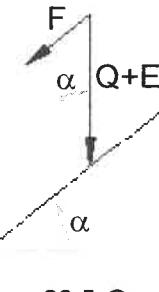
$$v_{\max} = \frac{vk * (b + r)}{r} \quad v_{\max} = 0,23 \text{ m/sec}$$

3. Seilberechnung



Seilanzahl	n	1 Stk
Seildurchmesser	d	9 mm
Querschnittsfläche	A	38 mm ²
Bruchspannung	σ	1770 N/mm ²
Gewicht pro m		0,29 kg
Seilgewicht	SG	28 N

$$F_s = F + F_{R1} + F_{R2} + F_{R3}$$



Zugkraft am Fahrwerk

$$F = \sin \alpha (Q+E)$$

α = maximale Steigung

$$\alpha = \frac{29,5 \text{ Grad}}{F}$$

$$\underline{\underline{1895,8 \text{ N}}}$$

Kurvenreibkräfte

Summe Kurvenwinkel

$$\varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 + \dots = 180 \text{ Grad}$$

Reibungskoeffizient μ = 0,05

$$F_{Rn} = F \cdot \left(e^{\frac{\mu(\varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 + \dots) \pi}{180}} - 1 \right)$$

$$\underline{\underline{322 \text{ N}}}$$

Maximale Zugkraft im Seil

$$F_s = F + F_{Rn}$$

$$\underline{\underline{2218 \text{ N}}}$$

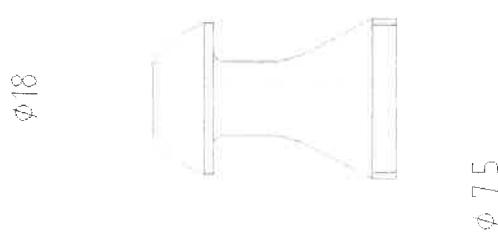


Zugspannung im Seil

$$\sigma_z = \frac{F_s + SG}{A}$$

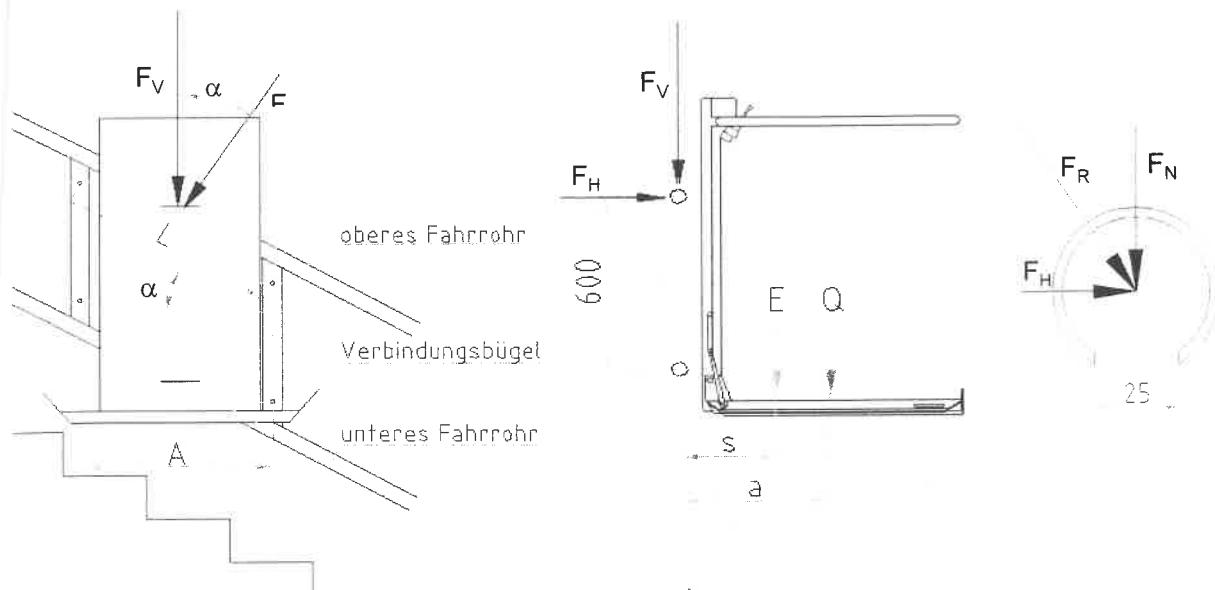
$$\underline{\underline{59,1 \text{ N/mm}^2}}$$

Stützelemente



Minimale Querschnittsfläche	A	210 mm ²
Maximal zul. Druckspannung	$\sigma_d \text{ zul}$	86 N/mm ²
Vorhandene Druckspannung	σ_d	9 N/mm ²
$\sigma_d = \frac{F}{A}$		$\underline{\underline{9 \text{ N/mm}^2}}$

4. Fahröhrberechnung



Oberes Fahröhr

Fahröhr Rohr Dm 50 mm, Wandstärke 3 mm, Schlitz 25 mm breit
Material = ST 37-2

Widerstandsmoment für das obere Fahröhr im ungünstigsten Fall	Wx	2708 mm ³
Stützenabstand horizontal	A	535 mm
Abstand des Fahrzeugschwerpunktes zur Rohrmitte	s	260 mm

Berechnung der resultierenden Kraft F_R im oberen Fahröhr

$F_H = \frac{(Q * a) + (E * s)}{600}$	Horizontalkraft	F_H	2768,3 N
$F_V = Q + E$	Vertikalkraft	F_V	3850 N
$F_N = F_V * \cos \alpha$	Korregierte Vertikalkraft	F_N	3351 N
$F_R = \sqrt{F_N^2 + F_H^2}$	Resultierende Kraft	F_R	4346 N
$L = \frac{A}{\cos \alpha}$	Biegelänge	L	615 mm
$\sigma_b = \frac{M_b}{W_x} = \frac{F_R * L}{8 * W_x}$	Biegespannung	σ_b	<u>123,3 N/mm²</u>

Die Fahröre werden an den Bügeln verschweißt (gerechnet wird mit beidseitiger Einspannung)

Unteres Fahröhr

Widerstandsmoment für das untere Fahröhr Wx 4910 mm³

$$F_H \rightarrow \sigma_b = \frac{M_b}{W_x} = \frac{F_H * L}{8 * W_x} \quad \underline{\underline{\sigma_b = 43,3 \text{ N/mm}^2}}$$