

## Berechnungsunterlagen

Die Berechnungsunterlagen enthalten alle zur Berechnung von Gummiwälzgetrieben notwendigen Angaben, Formeln und Tabellen. Auf Tabellen, deren Werte mit Hilfe der angegebenen Formeln leicht selbst errechnet werden können, wurde verzichtet.

### Anwendung

Da die Leistungsübertragung von Anpresskraft, Übersetzung, Drehzahl und Einsatzfall abhängt, empfiehlt sich in jedem Fall eine rechnerische Überprüfung des Antriebs (siehe Kapitel „Berechnung von Gummiwälzgetrieben“, Seite 22).

### Reibungszahl

Die Reibungszahl  $\mu$  ist eine für jede Werkstoffpaarung definierte Zahl, die das Verhältnis zwischen der übertragbaren Umfangskraft  $F_U$  und der Anpresskraft  $F_n$  ausdrückt.

$$\mu = \frac{F_U}{F_n}$$

Für eine Werkstoffpaarung, bei der einer der beiden Werkstoffe ein Elastomer ist, gilt i. a. die Reibungszahl  $\mu = 0,7$ . Bei Antrieben mit ruhigem und gleichmäßigem Lauf und einer der jeweiligen Umfangskraft angepassten Anpressung (Konstruktion nach dem sog. Steuerwinkel-Prinzip) kann mit einer Reibungszahl bis  $\mu = 0,9$  gerechnet werden. Bei Einflüssen durch Schmutz, Feuchtigkeit oder Nässe fällt die Reibungszahl je nach Einwirkung ab. In ungünstigen Fällen werden nur noch Werte zwischen  $\mu = 0,3 \dots 0,1$  erreicht (Tabelle 8, Seite 26).

Für die zulässige übertragbare Leistung  $P_R$  je Reibrad (Diagramm Abb. 15, Seite 27) wurde die Reibungszahl  $\mu = 0,7$  berücksichtigt.

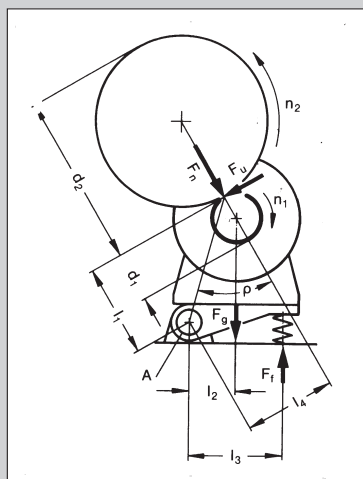


Abb.10 Steuerwinkel im Außen-Gummiwälzgetriebe

### Prinzip der proportionalen Anpressung

Die proportionale Anpressung hat den Vorteil, dass die notwendige Anpresskraft durch die wirkende Umfangskraft gesteuert wird. Das Wälzrad wird bei Teillastbetrieb nur mit der Anpresskraft belastet, die der jeweiligen Leistung entspricht. Diese Selbstregelung resultiert aus dem Prinzip der Hebel- und Keilwirkung unter Ausnutzung des Reaktionsdrehmomentes des Motorstators. Ihre Wirksamkeit ist abhängig vom Steuerwinkel  $\rho$ .

### Steuerwinkel

Der Steuerwinkel  $\rho$  (Abb. 10 und 11) wird von den Verbindungslinien Wälzradmittelpunkt – Mittelpunkt des Gegenrades und Berührungspunkt von Wälzrad und Gegenrad – Schwingendrehpunkt gebildet. Bei der Festlegung des Schwingendrehpunktes muss der Drehsinn der Antriebsmaschine beachtet werden.

Bei Rechtsdrehung des Motors liegt der Schwingendrehpunkt stets links vom Mittelpunkt des Wälzrades.

Zwischen Steuerwinkel und Reibungszahl besteht der Zusammenhang.

$$\tan \rho = \mu$$

Für  $\mu = 0,6 \dots 0,8$  ist der Steuerwinkel  $\rho = 31^\circ \dots 39^\circ$ . In der Praxis haben sich folgende Steuerwinkel bewährt:

$\rho = 35^\circ$  für Außen-Gummiwälzgetriebe

$\rho = 38^\circ$  für Innen-Gummiwälzgetriebe

Gummiwälzgetriebe, die nach dem Steuerwinkel-Prinzip ausgelegt sind, gewährleisten besonders lange Standzeiten.

Für wechselnde Drehrichtung kann die beschriebene Konstruktion nicht angewendet werden. Für Laufrichtungswechsel ist eine Sonderkonstruktion notwendig (siehe Absatz „Zwischenwälzrad-Antrieb“, Abb. 12).

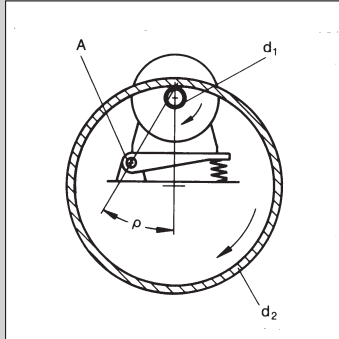


Abb. 11 Steuerwinkel im Innen-Gummiwälzgetriebe

### Federkraft

Die Federkraft  $F_f$  erzeugt die Mindest-Anpresskraft, die bei Anwendung des Steuerwinkel-Prinzips auch im Leerlauf eine kraftschlüssige Mitnahme gewährleistet. Mit zunehmender Umfangskraft stellt sich dann die erforderliche Anpresskraft selbsttätig ein.

Auf das System Wippe – Motor – Wälzrad wirkt als äußere Kraft die Reaktionskraft der Umfangskraft  $F_U$ . Daraus ergibt sich folgende Momentengleichung:

$$\sum M_A = 0 = F_n \cdot l_4 + F_g \cdot l_2 - F_U \cdot l_1 - F_1 \cdot l_3$$

Die erforderliche Vorspannkraft der Feder ergibt sich durch Umstellung der obigen Gleichung.

$$F_f = \frac{F_n \cdot l_4 + F_g \cdot l_2 - F_U \cdot l_1}{l_3}$$

Es ist wichtig, die erforderliche Federkraft zu ermitteln. Bei zu geringer Anpresskraft tritt Schlupf bereits im Leerlauf ein, das Wälzrad kann seine Funktion nicht erfüllen. Zu große Anpresskraft führt zu großer innerer Erwärmung während des Betriebes. Das Wälzrad wird zerstört.

Die zulässigen Anpresskräfte  $F_{max}$  sind in Tabelle 7 Seite 26 (Reibräder) und in Tabelle 6, Seite 25 (Reibringe) aufgeführt.

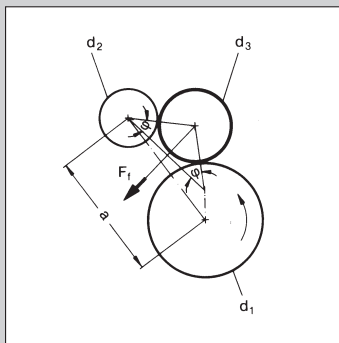


Abb. 12 Zwischenwälzrad-Antrieb

### Zwischenwälzrad-Antrieb

Der Zwischenwälzrad-Antrieb (Abb. 12) wird vorteilhaft bei größeren Achsabständen angewendet. Hierbei wird ein ROTAFRIX® Reibrad oder Reibring als Zwischenwälzrad eingesetzt, wodurch allerdings der Drehsinn des treibenden und getriebenen Rades gleich wird. Der Drehsinn muss so gewählt werden, dass das Zwischenwälzrad durch die Umfangskraft zwischen die Räder gedrückt wird.

Anpresskraft, Schlupf und der damit verbundene Abrieb können in ein günstiges Verhältnis zueinander gebracht werden, wenn die Abmessungen für das Zwischenwälzrad nach folgenden Formeln berechnet werden:

$$d_3 = \sqrt{\frac{8a^2 - (d_1 + d_2)^2 \cdot [1 + \cos(180^\circ - 2\varphi)]}{4 \cdot [1 - \cos(180^\circ - 2\varphi)]}} - \frac{d_1 + d_2}{2}$$

Durch das Einsetzen des Winkels  $\varphi = 35^\circ$  vereinfacht sich die Formel.

$$d_3 = \sqrt{1,490 \cdot a^2 - 0,123 \cdot (d_1 - d_2)^2} - \frac{d_1 + d_2}{2}$$

Wenn die Durchmesser aller Räder und der Achsabstand gegeben sind, kann der Winkel nachgerechnet werden.

$$\cos(180^\circ - 2\varphi) = -\frac{4a^2 - (d_3 + d_1)^2 - (d_3 + d_2)^2}{2 \cdot (d_3 + d_1) \cdot (d_3 + d_2)}$$

Die erforderliche Anpresskraft an den Wälzrad-Berührungspunkten kann durch eine Zug- oder Druckfeder erzeugt werden. Sie soll etwa im Mittelpunkt des Zwischenwälzrades angreifen und in Richtung der Winkelhalbierenden von  $180^\circ - \varphi$  wirken.

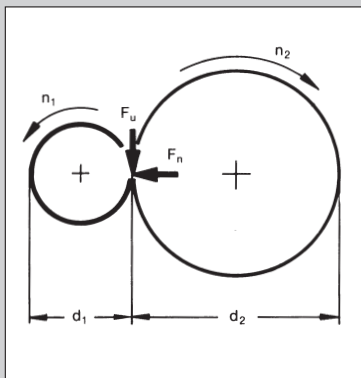


Abb. 13 Steuerwinkel im Innen-Gummiwälzgetriebe

**Berechnung**

Die Berechnung und Auslegung von Gummiwälzgetrieben erfolgt nach üblichen Grundsätzen und Verfahren. Für den optimalen Einsatz von ROTAFRIX® Reibringen und Reibrädern ist es notwendig, die jeweiligen Einsatzverhältnisse zu berücksichtigen. Hierfür liegen jahrzehntelange Erfahrungen vor. Daher empfiehlt es sich, bei schwierigen Einsatzfällen die Beratung durch ContiTech einzuholen. Die für eine Berechnung erforderlichen Kenndaten sind auf dem entsprechenden Datenblatt (siehe hinterer Katalogteil) zusammengestellt. Hinweise für erste konstruktive Überlegungen, z.B. über Größe und Anzahl der benötigten ROTAFRIX® Reibringe oder Reibräder, geben der Walkfaktor und die maximale Anpresskraft.

**Berechnung von Gummiwälzgetrieben**

Die Berechnung bezieht sich auf Gummiwälzgetriebe, die mit ROTAFRIX® Reibrädern und Reibringen ausgerüstet werden.

**Formelzeichen, Einheiten, Begriffe**

Formelzeichen	Einheiten	Begriffe
$c_1$	_____	Walkfaktor
$c_2$	_____	Betriebsfaktor
$d_1$	_____ mm	Durchmesser des treibenden Rades
$d_2$	_____ mm	Durchmesser des getriebenen Rades
$F_n$	_____ N	Anpresskraft
$F_{n\text{ erf}}$	_____ N	erforderliche Anpresskraft
$F_{n\text{ zul}}$	_____ N	zulässige Anpresskraft
$F_u$	_____ N	Umfangskraft
$F_{u\text{ erf}}$	_____ N	erforderliche Umfangskraft
$i$	_____	Übersetzung
$n_1$	_____ $\text{min}^{-1}$	Drehzahl des treibenden Rades
$n_2$	_____ $\text{min}^{-1}$	Drehzahl des getriebenen Rades
$P$	_____ W	zu übertragende Leistung
$P_{\text{eff}}$	_____ W	einsatzbedingte zulässige Leistung
$P_R$	_____ W	zulässige übertragbare Leistung je Wälzrad bei $\mu = 0,7$
$v$	_____ m/s	Umfangsgeschwindigkeit
$z$	_____	Anzahl der erforderlichen Wälzräder
$\mu$	_____	Reibungszahl

### Wahlfaktor $c_1$

Der Wahlfaktor  $c_1$  berücksichtigt die Übersetzung. Die maximalen Anpresskräfte  $F_{\max}$  gelten nur für den Lauf des Wälzrades gegen eine ebene Platte (Durchmesser des Gegenrades =  $\infty$ ). In allen anderen Fällen ist die maximale Anpresskraft  $F_{\max}$  mit dem Wahlfaktor zu korrigieren. Der Wahlfaktor  $c_1$  errechnet sich nach der folgenden Formel:

$$c_1 = \frac{1}{\sqrt[3]{1 + \frac{d_1}{d_2}}}$$

Der Wahlfaktor  $c_1$  kann auch dem Diagramm Abb. 14 entnommen werden.

Bei Innen-Wälzgetrieben kann wegen der großen Überdeckung  $c_1 = 1$  angenommen werden.

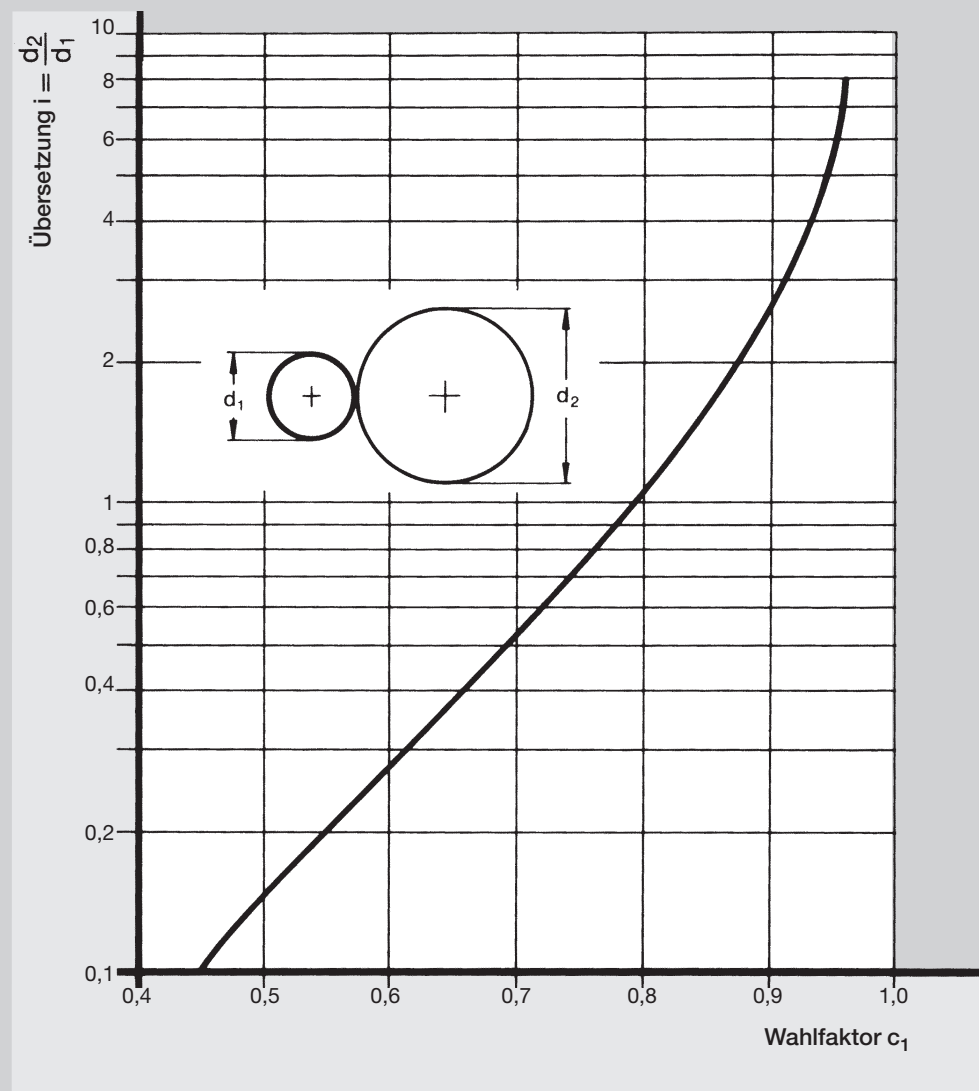


Abb. 14

$d_1$  - Durchmesser des ROTAFRIX® Reibrings / Reibrades

$d_2$  - Durchmesser des Gegenrades oder der Trommel.

**Betriebsfaktor  $c_2$** 

Der Betriebsfaktor  $c_2$  berücksichtigt tägliche Betriebsdauer, Schalthäufigkeit und Anlaufmomente.

Tabelle 5

**Betriebsfaktor  $c_2$** 

Schalthäufigkeit	Ohne Stoßbelastung			Mit Stoßbelastung und starker Anlaufüberhöhung		
	Tägliche Betriebsdauer in h			Tägliche Betriebsdauer in		
	bis 10	über 10 bis 16	über 16	bis 10	über 10 bis 16	über 16
Kontinuierlicher Lauf	1,0	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
Geringe Schalthäufigkeit	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
Mittlere Schalthäufigkeit	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
hohe Schalthäufigkeit	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8

**Übersetzung i**

Die Übersetzung  $i$  ist das Verhältnis der Drehzahlen  $n_1$  zu  $n_2$  oder der Raddurchmesser  $d_2$  zu  $d_1$ .

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1}$$

**Umfangsgeschwindigkeit v**

Die Umfangsgeschwindigkeit  $v$  ergibt sich aus dem Durchmesser  $d$  und der Drehzahl  $n$  des Rades.

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60 \cdot 10^3}$$

$v$  in m/s

$d$  in mm

$n$  in  $\text{min}^{-1}$

Die Umfangsgeschwindigkeit des Wälzrades soll  $v = 25$  m/s nicht überschreiten.

**Umfangskraft  $F_u$** 

Die Umfangskraft  $F_u$  wird durch die zu übertragende Leistung  $P$  und die Umfangsgeschwindigkeit  $v$  bestimmt.

$$F_u = \frac{P}{v}$$

$F_u$  in N

$P$  in W

$v$  in m/s

**Anpresskraft  $F_n$** 

Die Anpresskraft  $F_n$  ist wie bei allen kraftschlüssigen Antrieben entscheidend für die Leistungsfähigkeit und Lebensdauer eines Antriebs.

- Zu geringe Anpresskraft ergibt mangelnde Leistungsübertragung, ungenügenden Wirkungsgrad und frühe Wälzradzerstörung durch Schlupf.
- Zu große Anpresskraft führt zu verstärkter Walkarbeit, erhöhter Beanspruchung und vorzeitiger Wälzradzerstörung durch zu hohe innere Erwärmung.

Die Anpresskraft  $F_n$  ist abhängig von der Umfangskraft  $F_u$  und der Reibungszahl  $\mu$ .

$$F_n = \frac{F_u}{\mu} \quad (\mu \text{ nach Tabelle 8, Seite 26})$$

Die maximalen Anpresskräfte  $F_{\text{max}}$  sind in Tabelle 6 und 7 aufgeführt.

Für die Berechnung des Antriebs wird die zulässige Anpresskraft  $F_{\text{zul}}$  zugrunde gelegt. Sie berücksichtigt sowohl den Walkfaktor  $c_1$  als auch die sonstigen Antriebs- und Umgebungsbedingungen.

Maximale Anpresskraft  $F_{max}$  in N für Reibringe

Tabelle 6

ROTAFRIX® Reibring	Drehzahl n (min <sup>-1</sup> )													
	4	6,3	10	16	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600
60/50-30								400	360	320	270	210	150	90
71/60-34								800	690	590	490	390	280	120
86/50-40								850	430	370	280	200	140	90
85/60-40								850	730	610	490	390	280	150
95/50-50						560	520	490	420	340	250	170	120	70
95/60-50						820	760	700	600	480	360	250	170	90
100/45-60						910	840	780	650	530	380	270	190	110
125/50-75						1120	1020	940	800	660	500	330	200	120
160/50-100						2100	1830	1550	1250	940	640	420	260	150
180/50-120						2500	2170	1850	1460	1080	730	480	300	160
200/50-140				3520	3220	2900	2520	2150	1680	1220	820	540	340	180
200/75-100				6050	5500	4900	4150	3550	2750	1950	1320	850	550	320
230/50-170				4850	4500	4000	3400	2850	2100	1500	1050	650	400	200
230/75-120				7000	6300	5750	4850	4100	3100	2150	1500	950	550	350
250/60-170				6550	5850	5300	4500	3700	2750	1900	1300	850	500	320
250/75-140				7900	7100	635	5400	4450	3300	2200	1450	950	600	350
280/60-190				7300	6700	6150	5000	4150	3050	2000	1350	850	550	320
310/60-220				8500	7350	6450	5350	4350	3150	2100	1400	850	550	320
360/60-270				9300	8000	7000	5700	4500	3200	2000	1300	850	550	320
360/75-270				11300	9500	8400	6800	5300	3800	2500	1500	950	640	
400/60-305				11200	9600	8300	6500	4800	3300	2300	1550	950	550	
415/75-305				11200	9750	8700	6850	5350	3600	2500	1700	1050	600	
500/65-410			13500	11500	10300	8800	6800	4850	3250	2150	1320	820	500	
500/85-370			15000	13600	12000	9900	7700	5650	3800	2600	1700	1000	600	
560/100-410	19000	18050	17300	15050	13100	10300	7700	5700	3950	2550	1700	1000		
750/75-640	18000	17300	16400	13900	11500	9000	6400	4400	2800	1850	1100			
1000/100-850	19000	18200	17000	14400	11850	8800	6200	4100	2650	1650	850			

Tabelle 7 Zulässige Anpresskraft  $F_{max}$  in N für Reibräder

ROTAFRIX® Reibrad 1)	Drehzahl n (min <sup>-1</sup> )												
	1002)	200	300	500	700	950	1200	1450	1800	2850	4000	6000	10000
40/10 - 25	157	147	137	118	103	86	75	64	57	40	32	23	16
45/11 - 28	196	183	172	147	124	100	87	75	67	46	37	26	19
50/12 - 32	255	235	216	177	149	111	95	85	76	52	43	30	
56/14 - 35	304	280	255	211	180	148	126	107	95	66	54	37	
63/16 - 40	412	363	319	255	213	174	150	129	115	81	66	45	
71/18 - 45	540	461	392	299	248	205	179	157	140	95	77	54	
80/20 - 50	677	559	476	353	287	240	210	182	161	110	89	62	
90/22 - 55	873	697	559	425	349	270	242	209	185	129	104		
100/25 - 65	1030	814	667	496	404	324	278	238	211	146	118		
112/28 - 70	1295	981	785	589	471	382	328	280	248	168	135		
125/32 - 80	1717	1275	981	701	564	452	387	330	293	204	165		
140/36 - 90	2364	1619	1226	883	687	548	446	393	347	241			
160/40 - 100	2820	2020	1720	1240	956	750	639	542	480	329			
v (m/s)					5	10	15	20	25				

**Reibungszahl  $\mu$**

Die Reibungszahl  $\mu$  ist von Werkstoffpaarung und Umgebungseinflüssen, wie Nässe und Schmutz, abhängig (siehe auch Abschnitt "Anwendung", Seite 20).

Tabelle 8 Reibungszahl  $\mu$

Reibungszahl $\mu$	Umgebungs- einfluss	Oberfläche	Anwendung (Beispiele)
0,9 - 0,7	trocken	▽▽▽	Feinwerktechnik
0,7 - 0,5	feucht		bis Maschinenbau
0,7 - 0,5	trocken	▽▽	Feinwerktechnik
0,5 - 0,3	feucht		bis Maschinenbau
0,5 - 0,3	trocken	▽	Antriebe unter
0,3 - 0,1	feucht bis nass		ungünstigen Bedingungen

**Einsatzbedingte zulässige Leistung  $P_{eff}$**

Die einsatzbedingte zulässige Leistung  $P_{eff}$  ist die zulässige übertragbare Leistung  $P_R$ , korrigiert mit dem Walkfaktor  $c_1$ , dem Betriebsfaktor  $c_2$ , und der Reibungszahl  $\mu$ .

$$P_{eff} = \frac{P_R \cdot c_1 \cdot \mu}{c_2 \cdot 0,7}$$

**Anzahl z der erforderlichen Wälzräder**

Die erforderliche Anzahl z der Wälzräder ergibt sich aus der zu übertragenden Leistung P und der einsatzbedingten zulässigen Leistung  $P_{eff}$ .

$$z = \frac{P}{P_{eff}} = \frac{P \cdot c_2 \cdot \mu}{P_R \cdot c_1 \cdot 0,7}$$

Zulässige übertragbare Leistung  $P_R$  je Reibrad

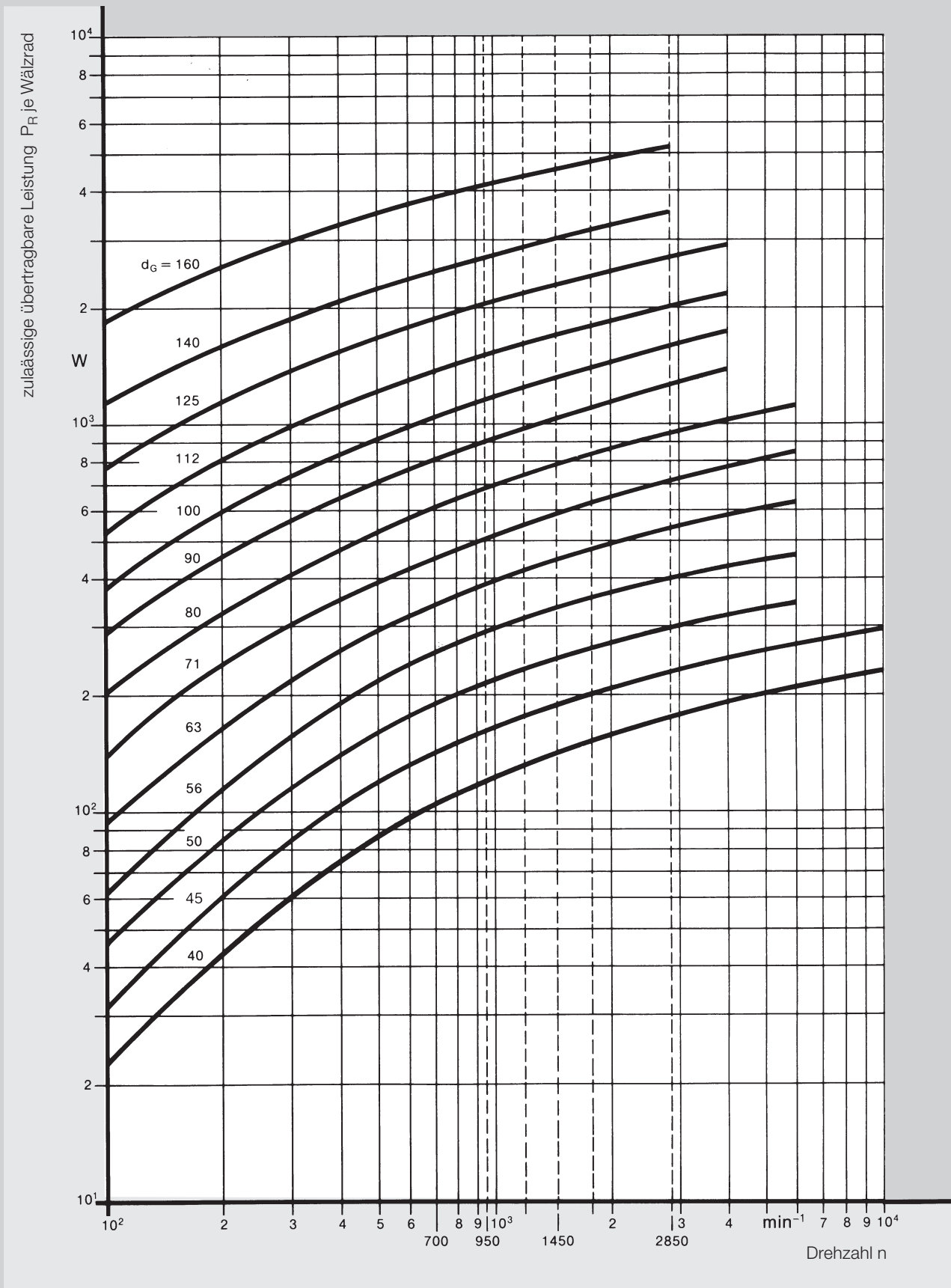
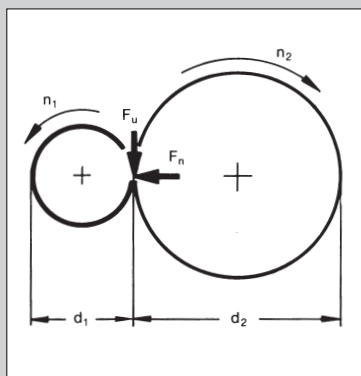


Abb. 15





## Berechnungsbeispiel Gummiwälzgetriebe

Antriebsmaschine: E-Motor  $P = 150 \text{ W}$   
 $n_1 = 2850 \text{ min}^{-1}$   
 Arbeitsmaschine: Druckereimaschine  $n_2 = 800 \text{ min}^{-1}$   
 Betriebsbedingungen: Reibrad auf der Motorwelle.  
 Vorgegebener Durchmesser  $d_1 = 40 \text{ mm}$ .  
 Der Antrieb wird häufig ein- und ausgeschaltet und läuft in einer Schicht.

### Betriebsfaktor

$c_2$  aus Tabelle 5, Seite 24

$$c_2 = 1,6$$

### Übersetzung

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1}$$

$$i = \frac{2850}{800} = 3,56$$

### Durchmesser des Gegenrades

$$d_2 = i \cdot d_1$$

$$d_2 = 3,56 \cdot 40 = 142,4 \text{ mm}$$

### Walkfaktor

$$c_1 = \frac{1}{\sqrt[3]{1 + \frac{d_1}{d_2}}}$$

$$c_1 = \frac{1}{\sqrt[3]{1 + \frac{40}{142,5}}} = 0,92$$

### Umfangsgeschwindigkeit

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60 \cdot 10^3}$$

$$v = \frac{\pi \cdot 40 \cdot 2850}{60 \cdot 10^3} = 5,97 \text{ m/s}$$

### Umfangskraft

$$F_{u \text{ erf}} = \frac{P}{v}$$

$$F_{u \text{ erf}} = \frac{150}{5,97} = 25,1 \text{ N}$$

### Anpresskraft

$$F_{n \text{ erf}} = \frac{F_{u \text{ erf}}}{\mu}$$

$\mu$  aus Tabelle 8, Seite 26

$F_{\text{max}}$  aus Tabelle 6/7, Seite 25/26

$$F_{\text{max}} > F_{n \text{ erf}}$$

$$F_{n \text{ erf}} = \frac{25,1}{0,7} \approx 35,9 \text{ N}$$

$$\mu = 0,7$$

$$F_{\text{max}} = 40 \text{ N}$$

für ROTAFRIX® Reibrad 40/10-25

$$F_{\text{max}} = 40 \text{ N} > F_{n \text{ erf}} = 36 \text{ N}$$

### Zulässige übertragbare Leistung

$P_R$  aus Diagramm Tabelle 15, Seite 29

$$P_R = 167 \text{ W}$$

für  $\mu = 0,7$

$$\text{alternativ } P_R = F_{\text{max}} \cdot \mu \cdot v$$

### Einsatzbedingte zulässige Leistung

$$P_{\text{eff}} = \frac{P_R \cdot c_1 \cdot \mu}{c_2 \cdot 0,7}$$

$$P_{\text{eff}} = \frac{167 \cdot 0,92 \cdot 0,7}{1,6 \cdot 0,7} = 96 \text{ W}$$

---

**Anzahl der  
erforderlichen Wälzräder**

$$z = \frac{P}{P_{\text{eff}}} = \frac{P \cdot c_2 \cdot \mu}{P_R \cdot c_1 \cdot 0,7}$$

$$z = \frac{150 \cdot 1,6 \cdot 0,7}{167 \cdot 0,92 \cdot 0,7} = 1,56$$

Auslegung:

2 ROTAFRIX® Reibräder

40/10-25 Form-Nr. 31674

---

Durch den Einsatz von 2 ROTAFRIX® Reibrädern ist der Antrieb zwangsläufig überdimensioniert. Um diese Leistungsreserve für die Lebensdauer des Antriebes in vollem Umfang nutzen zu können, muss bei starrer Anpressung die erforderliche Anpresskraft nachgerechnet werden.

Bei Anwendung des Steuerwinkel-Prinzips erübrigt sich diese Nachrechnung, da sich die erforderliche Anpresskraft selbsttätig optimal einstellt. Eine Korrektur der erforderlichen Federkraft für die Anpressung im Leerlauf ist empfehlenswert.

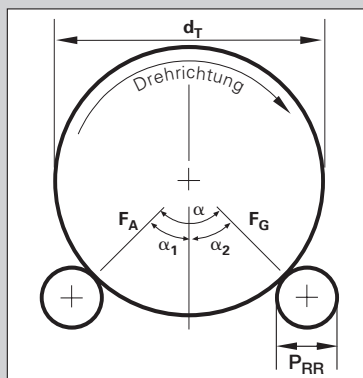
---

**Nachrechnung der  
erforderlichen  
Anpresskraft bei  
starrer Anpressung**

$$F_{n \text{ erf}} = \frac{P \cdot c_2}{v \cdot \mu \cdot z \cdot c_1}$$

$$P_{\text{eff}} = \frac{150 \cdot 1,6}{5,97 \cdot 0,7 \cdot 2 \cdot 0,92} = 31,2 \text{ N}$$

Diese Anpresskraft ist bei starrer Anpressung für 1 Wälzrad erforderlich, entsprechend für 2 Wälzräder 62,4 N.

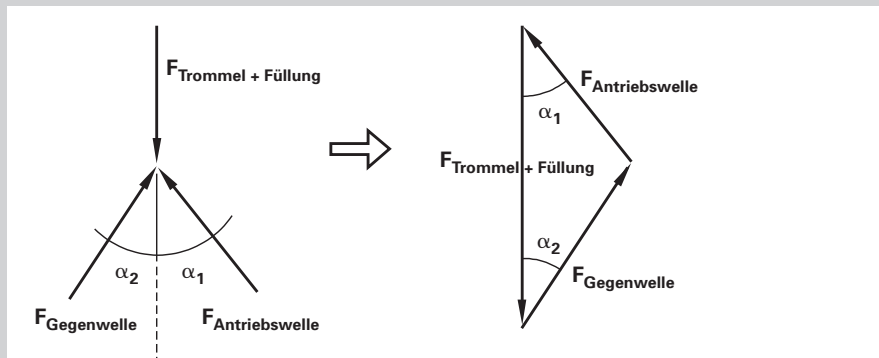


## Berechnungsbeispiel Trommelantrieb

Antriebsmaschine:	E-Motor	P = 110 kW
	n = 74 min <sup>-1</sup>	
Arbeitsmaschine:	Rohrmühle	
Betriebsbedingungen:	keine Stoßbelastung	
	geringe Schalzhäufigkeit	
	Betriebsdauer ca. 12 Std/Tag	
Oberfläche der Laufbahn:	Trocken, ∇∇	
Antriebswelle:	20 Stück 560/100/-410z, RM	
Gegenwelle:	16 Stück 560/100-410z, RM	
Trommeldurchmesser d <sub>T</sub> :	1645 mm	
Trommelgewicht + Gewicht der Füllung = G <sub>T</sub> + G <sub>F</sub> :	20700 kg	
Winkel zur Antriebswelle α <sub>1</sub> :	38°	
Winkel zur Gegenwelle α <sub>2</sub> :	32,8°	

### Berechnung der wirkenden Kräfte

Die folgende Berechnung basiert auf den rechts abgebildeten Zusammenhängen und den entsprechenden Gesetzen der Mechanik.



### Masse der Trommel

$$F_T = (G_T + G_F) \cdot 9,81$$

$$F_T = 20,700 \cdot 9,81 = 203,067 \text{ N}$$

### Anpresskraft auf Antriebswelle

$$F_A = \frac{F_T}{\frac{\sin \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2}{\sin \alpha_2} + \cos \alpha_1}$$

$$F_A = \frac{203,067}{\frac{\sin 38 \cdot \cos 32,8}{\sin 32,8} + \cos 38} = 116,457 \text{ N}$$

### Anpresskraft auf Gegenwelle

$$F_G = F_A \cdot \frac{\sin \alpha_1}{\sin \alpha_2}$$

$$F_G = 116,457 \cdot \frac{\sin 38}{\sin 32,8} = 132,392 \text{ N}$$

### Umfangsgeschwindigkeit

$$v = \frac{\pi \cdot d_{RR} \cdot n}{60 \cdot 10^3}$$

$$v = \frac{\pi \cdot 560 \cdot 74}{60 \cdot 10^3} \quad v = 2,17 \text{ m/s}$$

### Umfangskraft

$$F_u = \frac{P}{v}$$

$$F_u = \frac{110}{2,17} = 50,696 \text{ N}$$

---

**Überprüfung der Reibringe  
auf maximale Belastung**

**Belastung pro Ring**

$$F_{\text{Ring}} = \frac{F}{\text{Anzahl der Ringe}}$$

$$F_{A, \text{ Ring}} = \frac{116,457}{20} = 5,823 \text{ N}$$

$$F_{G, \text{ Ring}} = \frac{132,392}{16} = 5,823 \text{ N}$$

---

**Berechnung der benötigten Anpresskraft zur Übertragung der Leistung**

**Walkfaktor  $c_1$**

$$c_1 = \frac{1}{3 \sqrt{1 + \frac{d_{RR}}{d_T}}}$$

$$c_1 = \frac{1}{3 \sqrt{1 + \frac{560}{1,645}}} = 0,907$$

---

Betriebsfaktor  $c_2$   
gemäß Tabelle 5, Seite 24

$$c_2 = 1,2$$

---

Reibzahl  $\mu$   
gemäß Tabelle 8, Seite 26

$$\mu = 0,7$$

---

**Benötigte Anpresskraft**

$$F_N = \frac{F_u \cdot c_2}{\mu \cdot c_1}$$

$$F_{N, \text{ ges}} = \frac{50,696 \cdot 1,2}{0,7 \cdot 0,907} = 95,819 \text{ N}$$

---

Da die benötigte Anpresskraft kleiner als die vorhandene Anpresskraft ist, besteht hier kein Handlungsbedarf.

$$F_{N, \text{ ges}} = 95,819$$

$$F_A = 116,457 \text{ N}$$

---

**Nun gilt es, die Belastungen der einzelnen Ringe zu überprüfen:**

Die maximal zulässige Anpresskraft für die vorhandenen Ringe 560/100-410 beträgt bei  $74 \text{ min}^{-1}$  Umdrehungen gemäß Tabelle 6 Seite 25 ca. 7000N (Wert ermittelt mit Hilfe von linearer Interpolation). Die tatsächliche Belastung pro Ring beträgt wie oben berechnet nur 5.823N. Daher ist diese Konfiguration zulässig.

---

Für die Gegenwelle mit 16 Ringen ergibt sich wie oben berechnet eine Belastung pro Ring von 8,275.

Diese Belastung ist höher als die erlaubten ca. 7,000N, daher wird empfohlen, die Anzahl der hier eingesetzten Reibringe ebenfalls auf 20 zu erhöhen.

$$F_{G, \text{ Ring, korr}} = \frac{F_G}{\text{Anzahl der Ringe}}$$

$$F_{G, \text{ Ring, korr}} = \frac{132,392}{20} = 6,620 \text{ N}$$