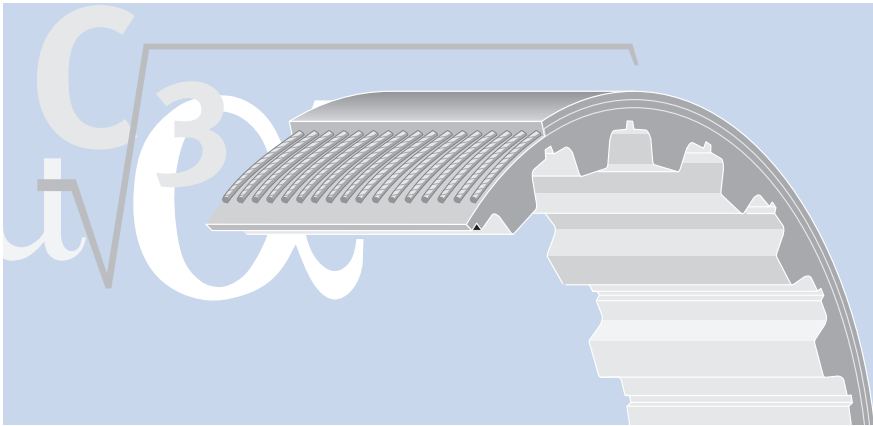


siegling proposition

zahnriemen

Zahnriemenberechnung



Ausführliche Informationen über Siegling Proposition Hochleistungs-Zahnriemen erhalten Sie in der Programmübersicht (Best.-Nr. 245).

Inhalt

Formelsammlung	2
Berechnungen	5
Berechnungsbeispiele	7
Berechnungsblätter	15
Tabellen	26

Formelsammlung

1. Kräfte

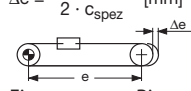
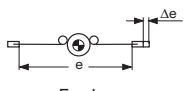
Bezeichnung	Kurzzeichen	Einheit	Berechnung/Bemerkungen
zu übertragende Umfangskraft	F_U	N	$F_U = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T}{d_0} = \frac{19,1 \cdot 10^6 \cdot P}{n \cdot d_0}$ $= \frac{10^3 \cdot P}{v} \quad [\text{N}]$ $F_U = F_A + F_H + F_R \dots [\text{N}]$
Beschleunigungskraft	F_A	N	$F_A = m \cdot a \quad [\text{N}]$
Hubkraft	F_H	N	$F_H = m \cdot g \cdot \sin \alpha \quad [\text{N}]$ (sin α bei Schrägförderung)
Reibkraft (μ -Werte Tabelle 4)	F_R	N	$F_R = m \cdot \mu \cdot g \quad [\text{N}]$ ($g = 9,81 \text{ m/s}^2$)
maximale Umfangskraft	$F_{U \max}$	N	$F_{U \max} = F_U \cdot (c_2 + c_3) \quad [\text{N}]$
erforderliche spezifische Umfangskraft	$F'_{U \text{ erf}}$	N	$F'_{U \text{ erf}} = F_{U \max} / c_1 \quad [\text{N}]$
spezifische Umfangskraft	F'_U	N	aus Berechnungsblatt
Vorspannkraft	F_V	N	$F_V \geq 0,5 \cdot F_{U \max} \quad [\text{N}]$ (2-Scheiben-Triebe) $F_V \geq F_{U \max} \quad [\text{N}]$ (Linearantriebe)
Bemessungskraft	F_B	N	$F_B = F_{U \max} + F_V \quad [\text{N}]$
zulässige Zugstrangbelastung	F_{zul}	N	Tabellenwert aus Berechnungsblatt
äußere Kraft	F	N	
statische Wellenbelastung	F_{WS}	N	$F_{\text{WS}} = 2 \cdot F_V \quad [\text{N}]$ (2-Scheiben-Triebe)

2. Massen

Bezeichnung	Kurzzeichen	Einheit	Berechnung/Bemerkungen
zu bewegendende Masse	m	kg	$m = m_R + m_L + m_{Z \text{ red}} + m_{S \text{ red}} \quad [\text{kg}]$
Riemenmasse	m_R	kg	$m_R = m'_R \cdot l / 1000 \quad [\text{kg}]$
Metergewicht d. Riemens	m'_R	kg/m	Tabellenwert aus Berechnungsblatt
Linearschlittenmasse	m_L	kg	
Masse der Zahnscheibe	m_Z	kg	$m_Z = \frac{(d_k^2 - d^2) \cdot \pi \cdot b \cdot \rho}{4 \cdot 10^6} \quad [\text{kg}]$
reduzierte Masse der Zahnscheibe	$m_{Z \text{ red}}$	kg	$m_{Z \text{ red}} = \frac{m_Z}{2} \cdot \left[1 + \frac{d^2}{d_k^2} \right] \quad [\text{kg}]$
Masse der Spannrolle	m_S	kg	$m_S = \frac{(d_S^2 - d^2) \cdot \pi \cdot b \cdot \rho}{4 \cdot 10^6} \quad [\text{kg}]$
reduzierte Masse der Spannrolle	$m_{S \text{ red}}$	kg	$m_{S \text{ red}} = \frac{m_S}{2} \cdot \left[1 + \frac{d^2}{d_S^2} \right] \quad [\text{kg}]$



3. Maße

Bezeichnung	Kurzzeichen	Einheit	Berechnung/Bemerkungen
Bohrungsdurchmesser	d	mm	
Teilkreisdurchmesser	d_0	mm	$d_0 = z \cdot t / \pi$ [mm], Katalogwert
Kopfkreisdurchmesser	d_k	mm	Katalogwert des Zahnscheibenlieferanten
Spannrollendurchmesser	d_s	mm	
Breite Zahnscheibe, Spannrolle	b	mm	
Riemenbreite	b_0	mm	
Riemenlänge ungespannt für 2-Wellen-Triebe	l	mm	für $i = 1$: $l = 2 \cdot e + \pi \cdot d_0 = 2 \cdot e + z \cdot t$ [mm] für $i \neq 1$: $l = \frac{t \cdot (z_2 + z_1)}{2} + 2e + \frac{1}{4e} \left[\frac{t \cdot (z_2 - z_1)}{\pi} \right]^2$
Riemenlänge allgemein		mm	$l = z \cdot t$ [mm]
Klemmlänge pro Riemenende	l_k	mm	für AdV 07
Achsabstand (genau)	e	mm	wird aus l errechnet
Spannweg	Δe	mm	Umlaufende 2-Scheiben-Triebe und 2-Scheiben-Linearantrieb (AdV 07 geklemmt): $\Delta e = \frac{F_V \cdot l}{2 \cdot C_{spez}} \text{ [mm]}$  Eingespannte Riemen (AdV 07)  $\Delta e = \frac{F_V \cdot l}{C_{spez}} \text{ [mm]}$
Positionsabweichung bei Einwirkung äußerer Kräfte	Δs	mm	$\Delta s = \frac{F}{C}$ [mm]; $\Delta s_{min} = \frac{F}{C_{max}}$ [mm]
Riementeilung	t	mm	Mittenabstand benachbarter Zähne

4. Konstanten und Beiwerte

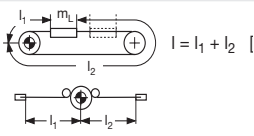
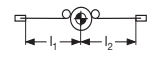
Bezeichnung	Kurzzeichen	Einheit	Berechnung/Bemerkungen
Dichte	ρ	kg/dm ³	z.B. Scheibenwerkstoff
Reibwert	μ		abhängig von Reibpaarung; s. Tabelle 4
Zahneingriffsfaktor; Anzahl der am Kraftfluß beteiligten Zähne	c_1		$i = 1$; $c_1 = z/2$ $i \neq 1$; $c_1 = \frac{z_1}{180} \cdot \arccos \cos \frac{(z_2 - z_1) \cdot t}{2 \cdot \pi \cdot e}$ Tabelle 1 beachten $c_{1 \max}$!
Betriebsfaktor	c_2		Tabelle 2
Beschleunigungsfaktor	c_3		Tabelle 3

Formelsammlung

5. Bewegungsgrößen

Bezeichnung	Kurzzeichen	Einheit	Berechnung/Bemerkungen
Drehzahl	n	min ⁻¹	$n = \frac{v \cdot 19,1 \cdot 10^3}{d_0}$ [min ⁻¹]
Riemengeschwindigkeit	v	m/s	$v = \frac{d_0 \cdot n}{19,1 \cdot 10^3} = \sqrt{\frac{2 \cdot s_a \cdot a}{1000}}$ [m/s]
Beschleunigung	a	m/s ²	
Erdbeschleunigung	g	m/s ²	g = 9,81 [m/s ²]
Verfahrweg gesamt	s _v	mm	s _v = s _a + s' _a + s _c [mm]
Beschleunigungs(Brems)-Weg	s _a (s' _a)	mm	s _a (s' _a) = $\frac{a \cdot t_a^2 \cdot 10^3}{2} = \frac{v^2 \cdot 10^3}{2 \cdot a}$ [mm]
Verfahrweg bei v = constant	s _c	mm	s _c = v · t _c · 10 ³ [mm]
Beschleunigungs(Brems)-Zeit	t _a (t' _a)	s	t _a (t' _a) = $\frac{v}{a} = \sqrt{\frac{2 \cdot s_a}{a \cdot 1000}}$ [s]
Verfahrzeit bei v = constant	t _c	s	t _c = $\frac{s_c}{v \cdot 10^3}$ [s]
Verfahrzeit gesamt	t _v	s	t _v = t _a + t' _a + t _c [s]
Übersetzungsverhältnis	i		

6. Sonstige Werte/Abkürzungen

Bezeichnung	Kurzzeichen	Einheit	Berechnung/Bemerkungen
Förderwinkel	α	°	bei Schrägförderung
spezifische Federrate	c _{spez}	N	Tabellenwert aus Berechnungsblatt
Federrate eines Riemens	c	N/mm	allgemein: $c = \frac{c_{spez}}{l}$ [N/mm]
Federrate eines Linearantriebes			$c = \frac{l}{l_1 \cdot l_2} \cdot c_{spez}$ [N/mm]
ermitteln aus den Extrempositionen des Linearantriebes	c _{min} /c _{max}	N/mm	 $l = l_1 + l_2$ [
c _{min} für l ₁ = l ₂			 $c_{min} = \frac{4 \cdot c_{spez}}{l}$ [N/mm]
Eigenfrequenz	f _e	s ⁻¹	$f_e = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{c \cdot 1000}{m_L}}$ [s ⁻¹]
Erregerfrequenz	f ₀	s ⁻¹	f ₀ = $\frac{n}{60}$ [s ⁻¹]
Zahnfußsicherheit	S _{Zahn}		S _{Zahn} = F' _U /F' _{U erf}
Zugstrangsicherheit	S _{Zug}		S _{Zug} = F _{Zul} /F _B
Zähnezahl	z		bei i = 1
Zähnezahl der kleinen Scheibe	z ₁		bei i ≠ 1
Zähnezahl der großen Scheibe	z ₂		bei i ≠ 1
Mindestzähnezahl	z _{min}		Tabellenwert aus Berechnungsblatt
Mindest-Spannrollendurchmesser	d _{s min}	mm	Tabellenwert aus Berechnungsblatt
zu übertragende Leistung	P	kW	$P = \frac{F_U \cdot n \cdot d_0}{19,1 \cdot 10^6} = \frac{F_U \cdot v}{10^3}$ [kW]
zu übertragendes Moment	T	Nm	$T = \frac{F_U \cdot d_0}{2 \cdot 10^3}$ [Nm]
Zahnriemen offen	AdV07		
Zahnriemen endlosverschweißt	AdV09		

Rechengang Zahnriemen B 92



$$F_U = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T}{d_0} = \frac{19,1 \cdot 10^6 \cdot P}{n \cdot d_0} = \frac{10^3 \cdot P}{v} \quad [\text{N}]$$

und $v = \frac{d_0 \cdot n}{19,1 \cdot 10^3} \quad [\text{m/s}]$ mit $d_0 = \frac{z \cdot t}{\pi} \quad [\text{mm}]$

oder: Summe aller Kräfte $F_U = F_R + F_H + F_A \dots \quad [\text{N}]$
 darin: $F_R = m \cdot \mu \cdot g \quad [\text{N}]$ Reibkraft
 $F_H = m \cdot g$ bzw. $m \cdot g \cdot \sin \alpha \quad [\text{N}]$ Hubkraft
 $F_A = m \cdot a \quad [\text{N}]$ Beschleunigungskraft

Zu übertragende
Umfangskraft F_U [N]

1

Betriebs- und Beschleunigungsfaktor c_2 und c_3 aus Tabelle 2 und 3 ablesen

$$F_{U \max} = F_U \cdot (c_2 + c_3) \quad [\text{N}]$$

maximale Umfangskraft $F_{U \max}$ [N]

2

$$c_1 = z/2 \quad \text{für } i = 1$$

$$c_1 = \frac{z_1}{180} \cdot \arccos \frac{(z_2 - z_1) \cdot t}{2 \cdot \pi \cdot e} \quad \text{für } i \neq 1$$

Errechnete Werte für c_1 immer auf die kleinere ganze Zahl abrunden.
 Maximalwerte nach Tabelle 1 beachten!
 Zähnezahl abschätzen, sofern nicht vorgegeben und n ermitteln.

Zahneingriffsfaktor c_1 für die
treibende (kleinere) Scheibe

3

$$F'_{U \text{ erf}} = \frac{F_{U \max}}{c_1} \quad [\text{N}]$$

Erforderliche spezifische
Umfangskraft $F'_{U \text{ erf}}$ [N]

4

Im Riemenübersichtsdiagramm von $F'_{U \text{ erf}}$ waagrecht nach rechts gehen bis zum Schnittpunkt mit der zugehörigen Drehzahlgeraden. Alle Riementeilungen, die oberhalb des Punktes liegen, kommen prinzipiell in Frage.

Riemenauswahl nach Diagrammen

Riementyp auswählen und Schnittpunkt im zugehörigen Berechnungsblatt aufsuchen. Die oberhalb des Schnittpunktes liegende Kurve liefert die Riemenbreite b_0 [mm]. Der Schnittpunkt der Drehzahlgeraden mit der Breitenkurve liefert die übertragbare Umfangskraft F'_U [N].

F'_U [N] des gewählten Riemens

$$l = 2 \cdot e + z \cdot t = 2 \cdot e + \pi \cdot d_0 \quad [\text{mm}] \quad \text{für } i = 1$$

$$l = \frac{t \cdot (z_2 - z_1)}{2} + 2e + \frac{1}{4e} \left[\frac{t \cdot (z_2 - z_1)}{\pi} \right]^2 \quad [\text{mm}] \quad \text{für } i \neq 1$$

l muss immer ein ganzzahliges Vielfaches der Riementeilung t in mm sein. Gleichungen gelten für umlaufende 2-Scheiben-Triebe.
 Andere Konstruktionen nach der Geometrie berechnen.
 $m_R = \dot{m}'_R \cdot l / 1000$ [kg]; \dot{m}'_R aus Berechnungsblatt
 Berechnung siehe Formelsammlung.
 Zahnscheibenmaße aus Katalog.

Riemenlänge l [mm]

5

Riemenmasse m_R [kg]

reduzierte Masse der
Zahnscheibe und Spannrollen
 $m_{Z \text{ red}}, m_{S \text{ red}}$ [kg]

Rechengang Zahnriemen B 92

6 F_U mit F_A nachrechnen

unter Einbeziehung von m_R ,
 $m_{Z\ red}$ und $m_{S\ red}$

Schritte 1 – 4 wiederholen, wenn der Einfluss der Riemenmasse nicht vernachlässigt werden darf; z.B. bei Linearantrieben mit großer Beschleunigung.

7 Bestimmung der Zahnfußsicherheit S_{Zahn}

$$S_{Zahn} = \frac{F'_{U \cdot c_1}}{F_{U\ max}} = \frac{F'_{U}}{F_{U\ erf}} \quad \text{Forderung: } S_{Zahn} > 1$$

8 Vorspannkraft F_V [N]

$$F_V > 0,5 \cdot F_{U\ max} \text{ [N]} \quad \text{bei 2-Scheiben-Trieben}$$

$$F_V > F_{U\ max} \text{ [N]} \quad \text{bei Linearantrieben}$$

Bemessungskraft F_B [N]

$$F_B = F_{U\ max} + F_V \text{ [N]}$$

Bestimmung der Zugstrangsicherheit S_{Zug}

$$S_{Zug} = \frac{F_{Zul}}{F_B} \quad \text{Forderung: } S_{Zug} > 1$$

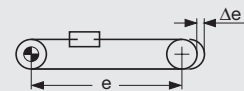
F_{Zul} aus Berechnungsblatt

9 Spannweg Δe [mm]

(Für endlos verbundene Riemen:
Auflegedehnung ϵ ca. 0,1 %
Für Meterware:
Auflegedehnung ϵ ca. 0,2 %)

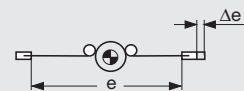
Umlaufende 2-Scheiben-Triebe und 2-Scheiben-Linearantrieb (AdV 07 geklemmt)

$$\Delta e = \frac{F_V \cdot l}{2 \cdot c_{spez}} \text{ [mm]}$$



Eingespannte Riemen (AdV 07)

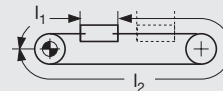
$$\Delta e = \frac{F_V \cdot l}{c_{spez}} \text{ [mm]}$$



Rechengang Schritte 10 – 12 im Regelfall nur für Linearantriebe!

10 Federrate des Gesamtsystems c [N/mm] und c_{min} [N/mm]

$$c = \frac{l}{l_1 \cdot l_2} \cdot c_{spez} \text{ [N/mm]; } l = l_1 + l_2$$



c_{min} und c_{max} entsprechend der äußersten rechten und linken Schlittenposition.

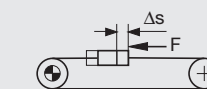
$$c_{min} = \frac{4 \cdot c_{spez}}{l} \text{ [N/mm] für } l_1 = l_2$$



11 Positionierabweichung unter äußerer Kraft Δs [mm]

$$\Delta s = \frac{F}{c} \text{ [mm]}$$

$$\Delta s_{max} = \frac{F}{c_{min}} \text{ [mm]}$$



12 Resonanzverhalten: Eigenfrequenz: f_e [s⁻¹]

$$f_e = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{c \cdot 1000}{m}} \text{ [s}^{-1}\text{]}$$

f_e soll $\neq f_0$ sein.

Es besteht dann keine Resonanzgefahr.

Erregerfrequenz: f_0 [s⁻¹]

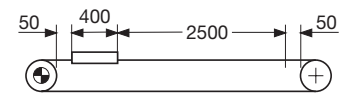
$$f_0 = \frac{n}{60} \text{ [s}^{-1}\text{]}$$

Linearantrieb zur Bewegung von Montageträgern



Verfahrweg	$S_V = 2500 \text{ mm}$
Geschwindigkeit	$v = 3 \text{ m/s} = \text{const.}; i = 1$
Beschleunigung	$a = 15 \text{ m/s}^2$
Schlittenmasse	$m_L = 25 \text{ kg}$
	incl. Montageträger + Transportgut
Reibkraft der Führungen	$F_R = 80 \text{ N}$
Schlittenlänge	$l_L = 400 \text{ mm}$
d_0	ca. 100 mm

Schema



Gesucht: Riementyp und Breite b_0 , Drehzahl, Zahnscheibendaten, Vorspannkraft und Weg, Umfangskraft, Positioniergenauigkeit

$$F_U = F_A + F_R \text{ [N]}$$

$$F_A = 25 \text{ kg} \cdot 15 \text{ m/s}^2 = 375 \text{ N}$$

$$F_U = 375 \text{ N} + 80 \text{ N} = 455 \text{ N}$$

Masse Zahnscheiben und Riemen vernachlässigt.

Umfangskraft F_U [N]

1

Zu übertragende Umfangskraft F_U [N] – überschlägig.

$$c_2 = 1,4 \text{ wegen hoher Beschleunigung}$$

$$c_3 = 0 \text{ da } i = 1$$

$$455 \text{ N} \cdot 1,4 = F_{U \max} = 637 \text{ N}$$

Betriebs- und Beschleunigungsfaktor c_2 und c_3

2

$F_{U \max}$ – überschlägig.

gewählt: $c_1 = 12$ für offenes Material
Für $d_0 \approx 100 \text{ mm}$ und $c_1 = 12$ ergibt sich $Z_{\min} = 24$;
d.h. Teilungen 14 und 20 mm scheiden aufgrund von d_0 aus!

Zahneingriffsfaktor c_1

3

$$F'_{U \text{ erf}} = \frac{F_{U \max}}{c_1} = 53,08 \text{ N}$$

$$n = \frac{v \cdot 19,1 \cdot 10^3}{d_0} = 573 \text{ min}^{-1}$$

$F'_{U \text{ erf}}$

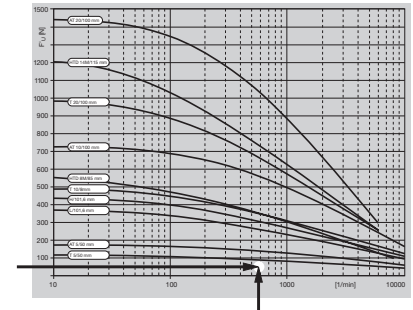
4

n aus Vorgabe d_0 und v

Linearantrieb zur Bewegung von Montageträgern

Riemenauswahl

Für Linearantriebe bevorzugt
AT und HTD einsetzen!
In Frage kommen
AT 5, AT 10, HTD 8M.

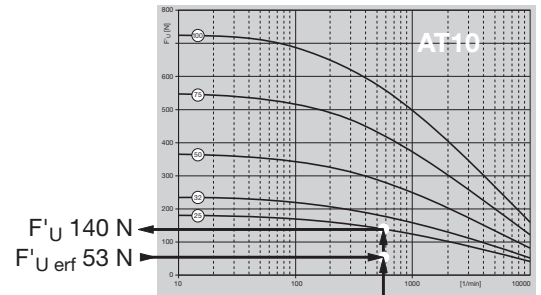


Übersichtsdiagramm

F_U des gewählten Riemens

Gewählt:
AT 10 wegen großer
Federsteifigkeit; t = 10 mm.

$$F'_U = 140 \text{ N}$$



572

Diagramm AT 10

5

Zahnscheibenauswahl

$d_0 = 100 \text{ mm}$
 $\Rightarrow 100 \cdot \pi = 314 / t = 31,4 \text{ Zähne}$
 Gewählt: $Z = 32$; Standardscheibe
 Werkstoff Aluminium; $\rho = 2,7 \text{ kg/dm}^3$
 $d_0 = 32 \cdot t / \pi = 101,86 \text{ mm}$

daraus:

$$n = \frac{v \cdot 19,1 \cdot 10^3}{101,86} = 562 \text{ min}^{-1}$$

Zahnscheibenmasse

$d_K = 100 \text{ mm}; d = 24 \text{ mm}; b = 32 \text{ mm}$
 $\Rightarrow m_Z = \frac{(100^2 - 24^2) \cdot \pi \cdot 32 \cdot 2,7}{4 \cdot 10^6} = 0,64 \text{ kg}$

reduzierte Zahnscheibenmasse

$$m_{Z \text{ red}} = \frac{0,64}{2} \cdot \left[1 + \frac{24^2}{100^2} \right] = 0,34 \text{ kg}$$

Riemenlänge berechnen

$l = 2 \cdot (2500 + 400 + 100 + d_0) - (400 - 2 \cdot 80) + z \cdot t$
 $l = 6283,7 \text{ mm} \Rightarrow l = 6290 \text{ mm}$

aus Schema und d_0 ;
 Klemmlänge l_K pro
 Riemenende = 80 mm.

Riemenmasse ermitteln

$m'_R = 0,064 \text{ kg/m} \cdot 2,5 \text{ cm} = 0,16 \text{ kg/m}$
 $m_R = 1,00 \text{ kg}$

$$F_A = (25 \text{ kg} + 1 \text{ kg} + 2 \cdot 0,34 \text{ kg}) \cdot a$$

$$F_A = 400,2 \text{ N}$$

$$F_U = 400,2 + 80 = 480 \text{ N}$$

$$F_{U \max} = 480 \cdot 1,4 = 675 \text{ N}$$

$$F'_{U \text{ erf}} = 56,02 \text{ N}$$

$$S_{\text{Zahn}} = \frac{F'_U}{F'_{U \text{ erf}}} = \frac{140}{56,02} = 2,5 > 1 \quad \text{Forderung erfüllt}$$

$F_V \geq F_{U \max}$ bei Linearantrieben!

$$F_V \text{ gewählt} = 1,5 F_{U \max} = 1000 \text{ N}$$

$$F_B = F_V + F_{U \max} = 1675 \text{ N}$$

$$S_{\text{Zug}} = \frac{F_{\text{zul}}}{F_B} = \frac{3750}{1675} = 2,24 > 1 \quad \text{Forderung erfüllt}$$

$$\Delta e = \frac{F_V \cdot l}{2 \cdot c_{\text{spez}}} = \frac{1000 \text{ N} \cdot 6290 \text{ mm}}{2 \cdot 10^6 \text{ N}} = 3,14 \text{ mm}$$

$$c_{\min} = \frac{l}{l_1 \cdot l_2} \cdot c_{\text{spez}} = \frac{6290 - 2 \cdot 80}{2684 \cdot 3446} \cdot c_{\text{spez}} = 662,77 \text{ N/mm}$$

$$c_{\max} = \frac{l}{l_1 \cdot l_2} \cdot c_{\text{spez}} = \frac{6290 - 2 \cdot 80}{184 \cdot 5946} \cdot c_{\text{spez}} = 5602,96 \text{ N/mm}$$

äußere Kraft hier: $F_R = 80 \text{ N}$

$$\Delta s_{\min} = \frac{F_R}{c_{\max}} = 0,014 \text{ mm}$$

$$\Delta s_{\max} = \frac{F_R}{c_{\min}} = 0,122 \text{ mm}$$

$$f_e = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{c_{\min} \cdot 1000}{m_L}} = 25,7 \text{ s}^{-1}$$

$$f_0 = \frac{n}{60} = \frac{562}{60} = 9,4 \text{ s}^{-1} \quad \text{d.h. keine Resonanzgefahr}$$

Zahnriemen 25 AT 10, 6290 mm lang
 Zahnscheiben mit $Z = 32$ für 25 mm Riemen
 Spannweg zum Aufbringen von F_V $\Delta e = 3,14 \text{ mm}$
 $n = 562 \text{ min}^{-1}$
 $\Delta s_{\max} = 0,122 \text{ mm}$

$F_{U \max}$ genau unter Einbeziehung von m_R und $m_{Z \text{ red}}$

6

Zahnfußsicherheit S_{Zahn}

7

Bemessungskraft F_B

8

Vorspannkraft F_V

Zugstrangsicherheit S_{Zug}

F_{zul} aus Bemessungsblatt AT 10

Spannweg Δe [mm]

c_{spez} aus Bemessungsblatt AT 10

9

Federrate des Systems

c_{\min} ; c_{\max}

10

l_1 und l_2 aus Schema!

Positionierabweichung aufgrund äußerer Kraft

11

Eigenfrequenz des Systems

12

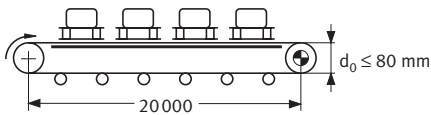
Erregerfrequenz

Ergebnis

Falls Δs_{\max} kleiner sein muß, wird $b_0 = 32 \text{ mm}$ gewählt. Resonanzgefahr besteht nicht.

Doppelgurtförderer für Werkstück-Tray

Schema



Geschwindigkeit	$v = 0,5 \text{ m/s}$
Masse Tray inklusiv Beladung	$m = 1,8 \text{ kg}$
maximale Beladung	20 Trays
Riemenunterstützung Lasttrum	Kunststoffschielen
Riemenunterstützung Leertrum	Rollen
Achsabstand	$e = 20000 \text{ mm}$
Anlauf	ohne Beladung
Betrieb	Dauerbetrieb, reines Fördern
Scheibendurchmesser	$d_0 \leq 80 \text{ mm}$

Gesucht: Riementyp, Länge, Spannweg, Zahnscheibendaten

1 Umfangskraft F_U [N]

Zu übertragende Umfangskraft F_U [N] ohne Riemenmasse.

F_U hier = F_R , da keine nennenswerten Beschleunigungen auftreten.
 $F_U = F_R = m \cdot \mu \cdot g$
 μ gewählt ca. 0,25 aus Tabelle 4
 $m = 20 \cdot 1,8 \text{ kg} = 36 \text{ kg}$
 $F_U = F_R = 36 \cdot 9,81 \cdot 0,25 = 88,3 \text{ N}$

2 Betriebs- und Beschleunigungsfaktor

$c_3 = 0$, da $i = 1$
 $c_2 = 1,2$ gewählt (20% Reserve)
 $F_{U \max} = 1,2 \cdot 88,3 \text{ N} = 106 \text{ N}$ für 2 Riemen
 $F_{U \max} = 53 \text{ N}$ pro Riemen

3 Zahneingriffsfaktor

c_1 gewählt = $c_{1 \max} = 6$ für AdV 09
 Riemen ist umlaufend und endlosverschweißt.

4 Erforderliche spezifische Umfangskraft $F'_{U \text{ erf}}$

$$F'_{U \text{ erf}} = \frac{F_{U \max}}{c_1} = 8,8 \text{ N}$$

Drehzahl

mit $d_0 = 75 \text{ mm}$ ergibt sich

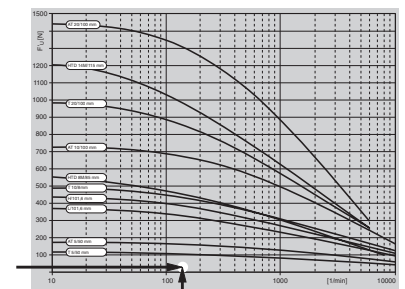
$$n = \frac{v \cdot 19,1 \cdot 10^3}{75} = 127 \text{ min}^{-1}$$

Riemenauswahl

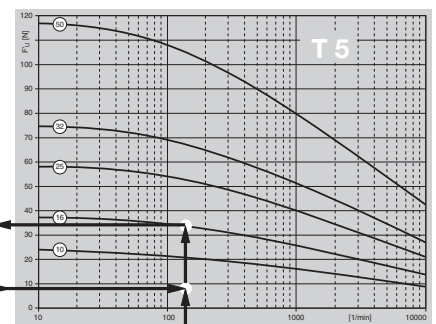
Der schmalste Riemen reicht schon aus.
 Gewählt: 2 Stück 16 T 5.
 Breite 16 wegen größerer Auflage der Palette.

F'_U [N] des gewählten Riemens

$$F'_U = 34 \text{ N}$$



Übersichtsdiagramm



127

Diagramm T 5

$$\frac{d_0 \cdot \pi}{t} = Z = 47,1 \quad \text{Zähne}$$

Gewählt: $Z = 48$ Zähne; Standardscheibe

$$l = Z \cdot t + 2 \cdot e = 40240 \text{ mm}$$

$$m_R = l \cdot m'_R = 0,038 \text{ kg/m} \cdot 40,24 \text{ m} = 1,53 \text{ kg}$$

$$F_{U \max} = F_R \cdot 1,2$$

$$F_R = (20 \cdot 1,8 \text{ kg} + 2 \cdot 1,53 \text{ kg}) \cdot 9,81 \cdot 0,25 = 95,8 \text{ N}$$

$$F_{U \max} = 115 \text{ N} = 57,5 \text{ N/Riemen}$$

Keine nennenswerte Erhöhung; weitere Nachrechnung unnötig

$$S_{\text{Zahn}} = \frac{F'_{U \cdot c_1}}{F'_{U \max}} = \frac{34 \cdot 6}{57,5} = 3,69 > 1 \quad \text{Forderung erfüllt}$$

$$F_V \geq 0,5 \cdot F_{U \max}$$

gewählt: $F_V = 40 \text{ N}$

$$F_B = F_V + F_{U \max} = 40 + 57,5 = 97,5 \text{ N}$$

$$S_{\text{Zug}} = \frac{F_{\text{zul}}}{F_B} = \frac{270 \text{ N}}{97,5 \text{ N}} = 2,8 > 1 \quad \text{Forderung erfüllt}$$

F_{zul} aus Berechnungsblatt für 16 T5 Adv 09

$$\Delta e = \frac{F_V \cdot l}{2 \cdot c_{\text{spez}}} \quad \text{mit } c_{\text{spez}} = 0,12 \cdot 10^6 \text{ aus Berechnungsblatt}$$

$$\Delta e = \frac{40 \cdot 40240}{2 \cdot 0,12 \cdot 10^6} = 6,7 \text{ mm}$$

2 Stück Zahnriemen 16 T 5, 40240 mm lang, Adv 09
Zahnscheiben mit $Z = 48$ Zähnen für 16 mm Riemen
Spannweg zum Aufbringen von F_V $\Delta e = 6,7 \text{ mm}$

Zahnscheibenauswahl

5

Riemenlänge

Riemenmasse

$F_{U \max}$ unter Einbeziehung von m_R des Lasttrums

6

Zahnfußsicherheit S_{Zahn}

7

Vorspannkraft F_V

8

Bemessungskraft F_B

Zugstrangsicherheit S_{Zug}

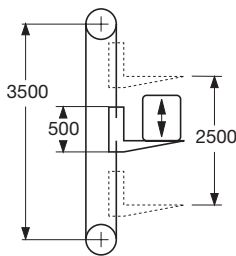
Spannweg Δe

9

Ergebnis

Hubgerät

Schema



Verfahrweg	2500 mm
Geschwindigkeit	2 m/s
mittlere Beschleunigung/Verzögerung	4 m/s ²
maximale Verzögerung (Notaus)	10 m/s ²
Schlittenmasse mit Last	75 kg
Anzahl Riemen	2 Stück
Reibkraft der Führungen	F _R = 120 N
d ₀	maximal 150 mm

Gesucht: Riementyp und Länge, Vorspannkraft, Spannweg, Drehzahl.
Rauer Betrieb!

1 Umfangskraft F_U [N]

Zu übertragende
Umfangskraft F_U [N].

$$F_U = F_A + F_H + F_R + \dots$$

$$F_R = 120 \text{ N}$$

$$F_A = 75 \text{ kg} \cdot 4 \text{ m/s}^2 = 300 \text{ N}$$

$$F_{A \text{ max}} = 75 \text{ kg} \cdot 10 \text{ m/s}^2 = 750 \text{ N (Notaus)}$$

$$F_H = 75 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 = 736 \text{ N}$$

$$F_U = 120 \text{ N} + 736 \text{ N} + 750 \text{ N (Notbremsung bei Abwärtsfahrt)}$$

$$F_U = 1606 \text{ N}$$

2 Betriebsfaktor c₂
Beschleunigungsfaktor c₃

$$c_3 = 0 \text{ da } i = 1$$

$$c_2 = 2,0 \text{ wegen rauhen Betriebes}$$

$$F_{U \text{ max}} = 1606 \cdot 2 = 3212 \text{ N verteilt auf 2 Riemen}$$

$$F_{U \text{ max}} = 1606 \text{ N pro Riemen}$$

3 Zahneingriffsfaktor c₁

offenes Material: c₁ = 12 = c_{1 max} für AdV 07 gewählt
=> Z_{min} = 24; t = 20 scheidet aus wegen d_{0 max}

4 Erforderliche spezifische
Umfangskraft F'_{U erf}

$$F'_{U \text{ erf}} = \frac{F_{U \text{ max}}}{12} = 133 \text{ N pro Riemen}$$

mit d₀ = 140 mm ergibt sich

$$n = \frac{v \cdot 19,1 \cdot 10^3}{d_0} = 273 \text{ min}^{-1}$$

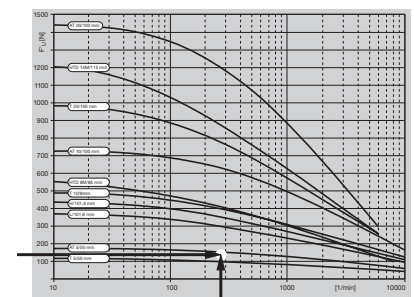
Drehzahl

Riemenauswahl

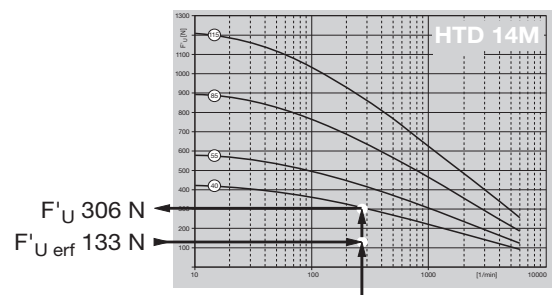
Zwischen L und HTD 14M
ist alles möglich.
Gewählt: HTD 14M wegen
großer Reserven.
Bezeichnung: 40 HTD 14M

F'_U [N] des gewählten Riemens

$$F'_{U} = 306 \text{ N}$$



Übersichtsdiagramm



273

Diagramm HTD 14M



$$Z = \frac{d_0 \cdot \pi}{t} = \frac{140 \cdot \pi}{14} = 31,4$$

gewählt: $Z = 32$; Standardscheibe $\Rightarrow n = 268 \text{ min}^{-1}$

$$l = 3500 \cdot 2 + Z \cdot t - 500 + 2 \cdot 114$$

$$l = 7176 \text{ mm} \hat{=} 512,6 \text{ Zähne}$$

l gewählt: 512 Zähne $\hat{=} 7168 \text{ mm}$

$$m'_R \cdot l = 0,44 \text{ kg/m} \cdot 7,168 \text{ m} = 3,155 \text{ kg/Riemen}$$

$$m_Z = 6,17 \text{ kg} \quad (\text{Katalogwerte})$$

$$d_K = 139,9 \text{ mm} \quad (\text{Katalogwerte})$$

$$d = 24,0 \text{ mm} \quad (\text{Katalogwerte})$$

$$m_{Z \text{ red}} = \frac{m_Z}{2} \cdot \left[1 + \frac{d^2}{d_K^2} \right] = 3,18 \text{ kg}$$

$$\text{ergibt gesamt: } 4 \cdot 3,18 = 12,7 \text{ kg}$$

Zahnscheibenauswahl

5

Riemenlänge

Riemenmasse

Zahnscheibendaten

reduzierte Zahnscheibenmasse

$$F_U = F_A + F_H + F_R$$

$$F_H = 736 \text{ N}$$

$$F_R = 120 \text{ N}$$

$$F_A = (75 \text{ kg} + 12,7 \text{ kg} + 2 \cdot 3,155 \text{ kg}) \cdot 10 \text{ m/s}^2 = 940 \text{ N}$$

$$F_U = 940 + 120 + 736 = 1800 \text{ N}$$

$$F_{U \text{ max}} = c_2 \cdot F_U = 3600 \text{ N}; \text{ verteilt auf 2 Riemen}$$

$$\Rightarrow F_{U \text{ max}} = 1800 \text{ N/Riemen}$$

$$F'_{U \text{ erf}} = \frac{1800}{12} = 150 \text{ N}$$

F_U mit Riemen- und
Scheibenmasse berücksichtigt

6

$$S_{\text{Zahn}} = \frac{F'_U}{F'_{U \text{ erf}}} = \frac{310}{150} = 2,07 > 1$$

Forderung erfüllt

Zahnfußsicherheit S_{Zahn}

7

Hubgerät

8

Vorspannkraft wählen

$F_V \geq F_{U \max} = 1800$
 gewählt: $2000 \text{ N} = F_V$

Bemessungskraft F_B

$F_B = F_{U \max} + F_V = 3800 \text{ N}$

zulässige Trumkraft

$F_{zul} = 8500 \text{ N}$

Zugstrangsicherheit S_{Zug}

$S_{Zug} = \frac{F_{zul}}{F_B} = \frac{8500}{3800} = 2,24 > 1$ Forderung erfüllt

9

Spannweg Δe

$c_{spez} = 2,12 \cdot 10^6 \text{ N}$

$\Delta e = \frac{F_V \cdot l}{2 \cdot c_{spez}} = \frac{2000 \cdot 7168}{2 \cdot 2,12 \cdot 10^6} = 3,38 \text{ mm}$

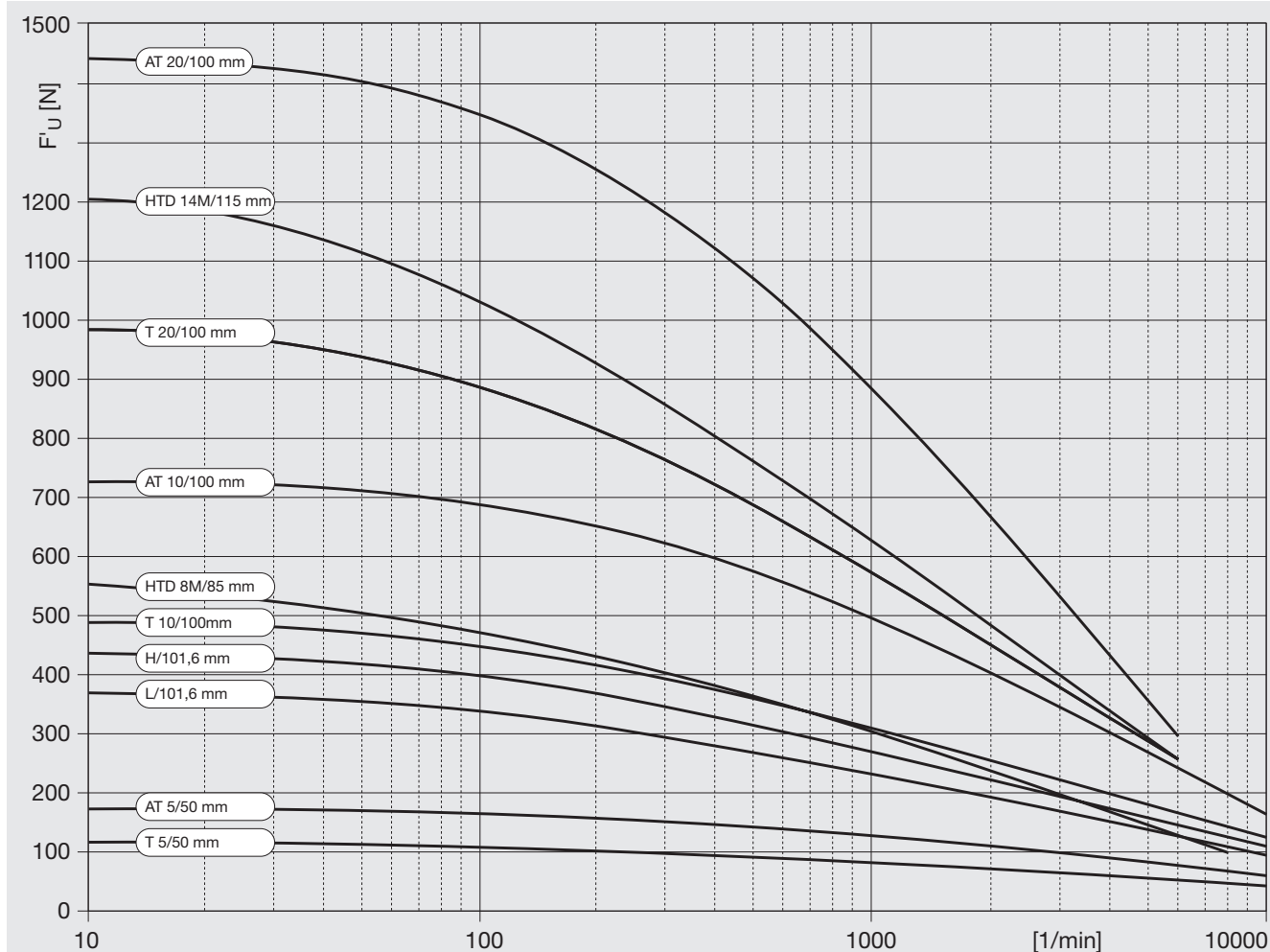
Ergebnis

Zahnriemen 40 HTD 14M
 7168 mm lang = 512 Zähne
 Zahnscheiben à 32 Zähne für 40er Riemen
 Spannweg zum Aufbringen der Kraft F_V $\Delta e = 3,38 \text{ mm}$

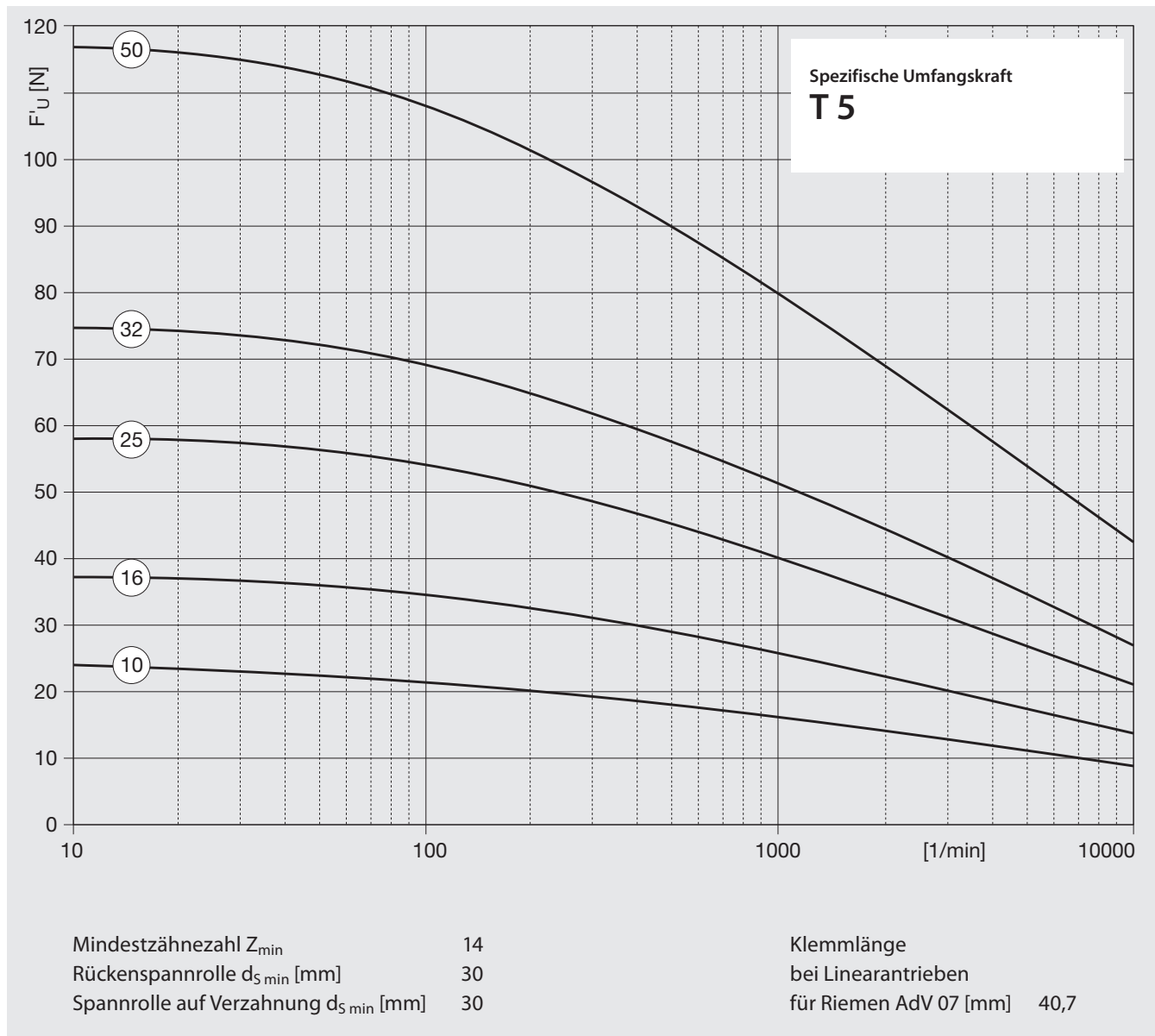
Sicherheitshinweis

Bei Hubgeräten sind die jeweiligen Vorschriften der Berufsgenossenschaften bzw. des TÜV zu beachten. Gegebenenfalls muss die Sicherheit gegen Bruch aus der maximalen Bruchlast des Riemens nachgewiesen werden. Diese liegt bei etwa der 4fachen der zulässigen Trumkraft F_{zul} für offenes Material (AdV 07).
 Genaue Werte auf Anfrage.

Übersichtsdiagramm



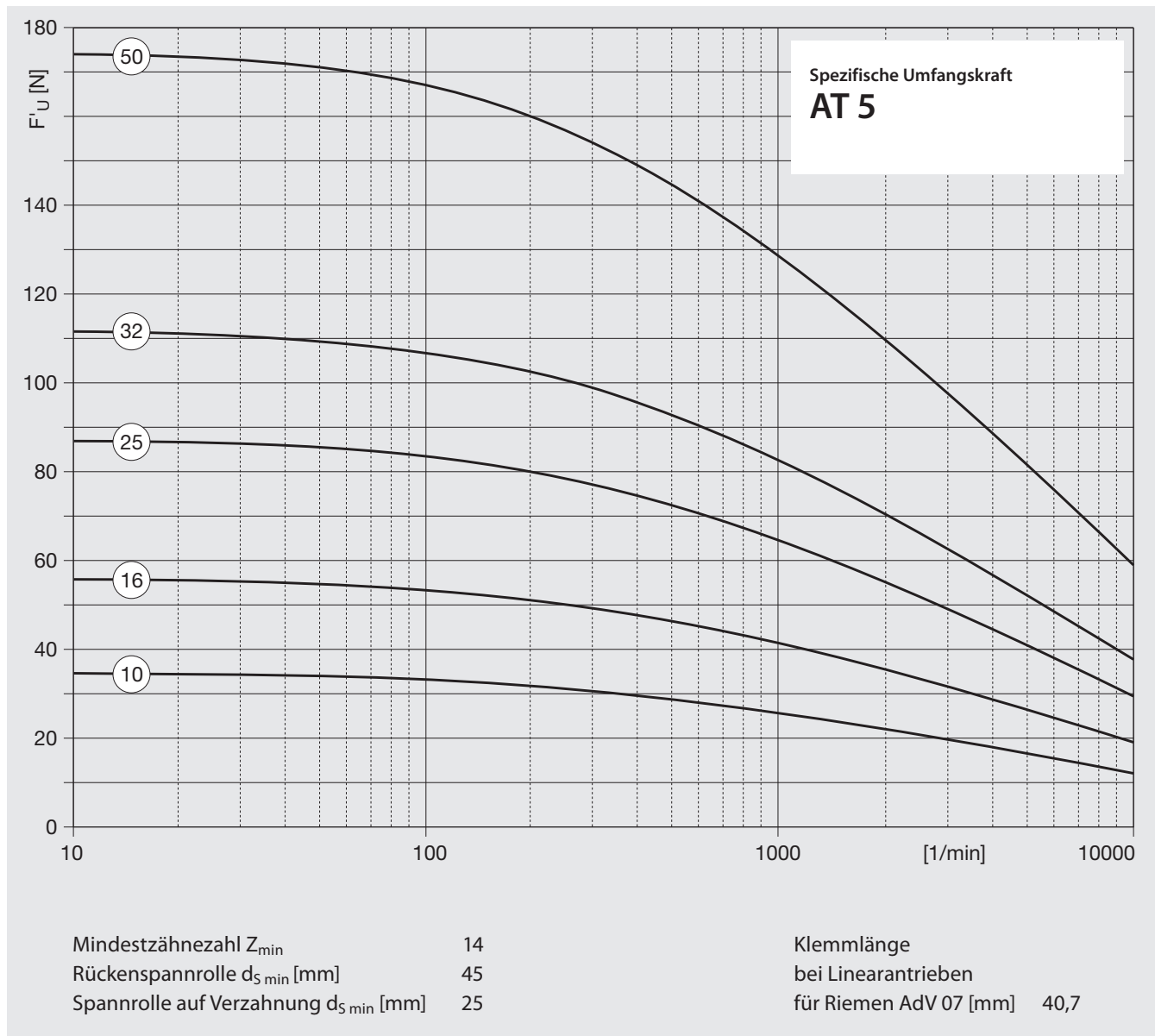
Zahnriementyp T 5



Riemenkenndaten Typ T 5

Kennwert	b_0 [mm]	10	16	25	32	50
F_{zul} [N] AdV 09		190	270	450	550	840
F_{zul} [N] AdV 07		390	550	910	1100	1690
C_{spez} [N] · 10 ⁶		0,08	0,12	0,19	0,24	0,38
m'_R [kg/m]		0,024	0,038	0,060	0,077	0,12

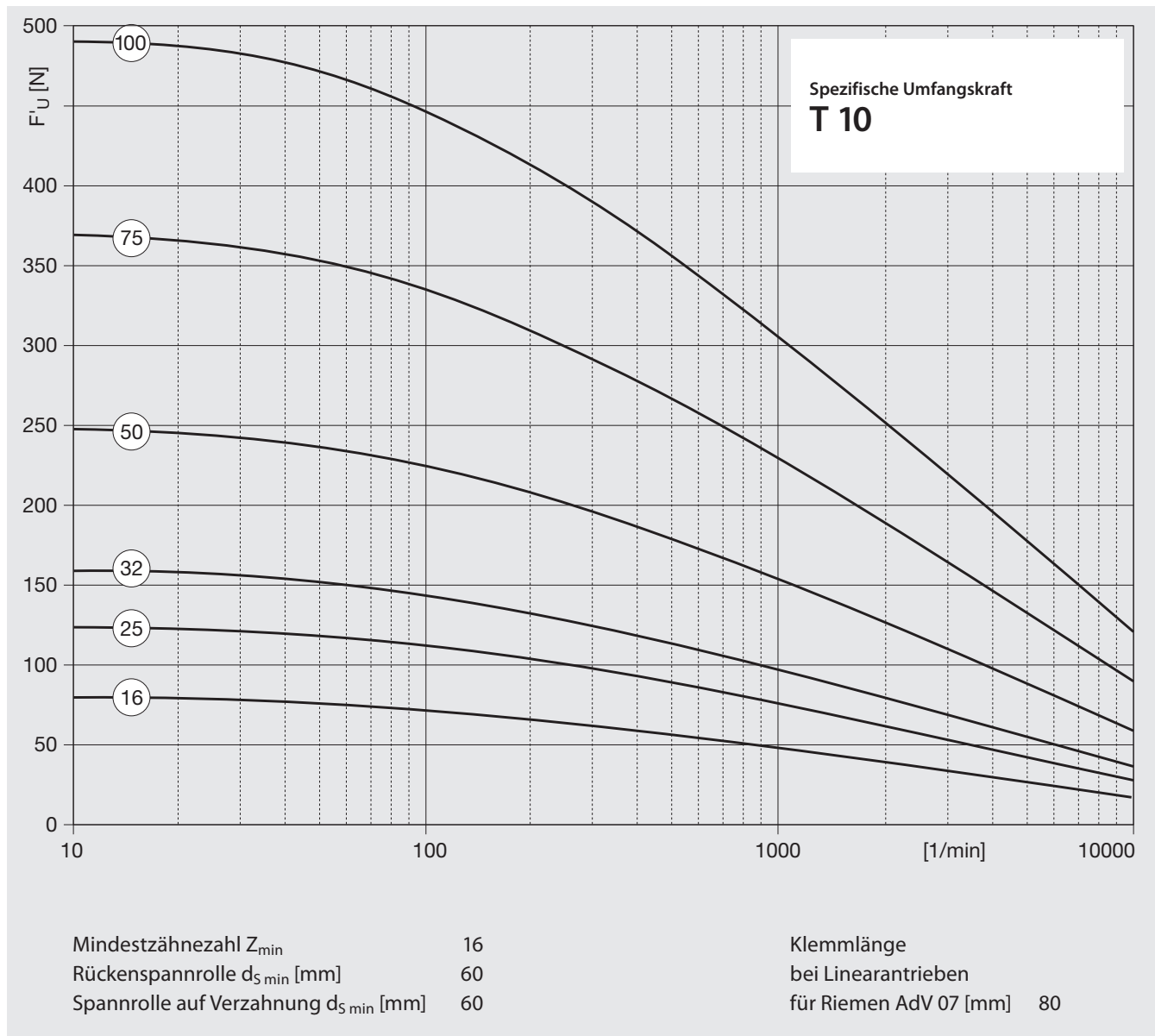
Zahnriementyp AT 5



Riemenkenndaten Typ AT 5

Kennwert	b_0 [mm]	10	16	25	32	50
F_{zul} [N] AdV 09		280	630	840	1100	1750
F_{zul} [N] AdV 07		560	1260	1680	2240	3500
C_{spez} [N] · 10 ⁶		0,17	0,27	0,42	0,54	0,84
m'_R [kg/m]		0,030	0,048	0,075	0,096	0,150

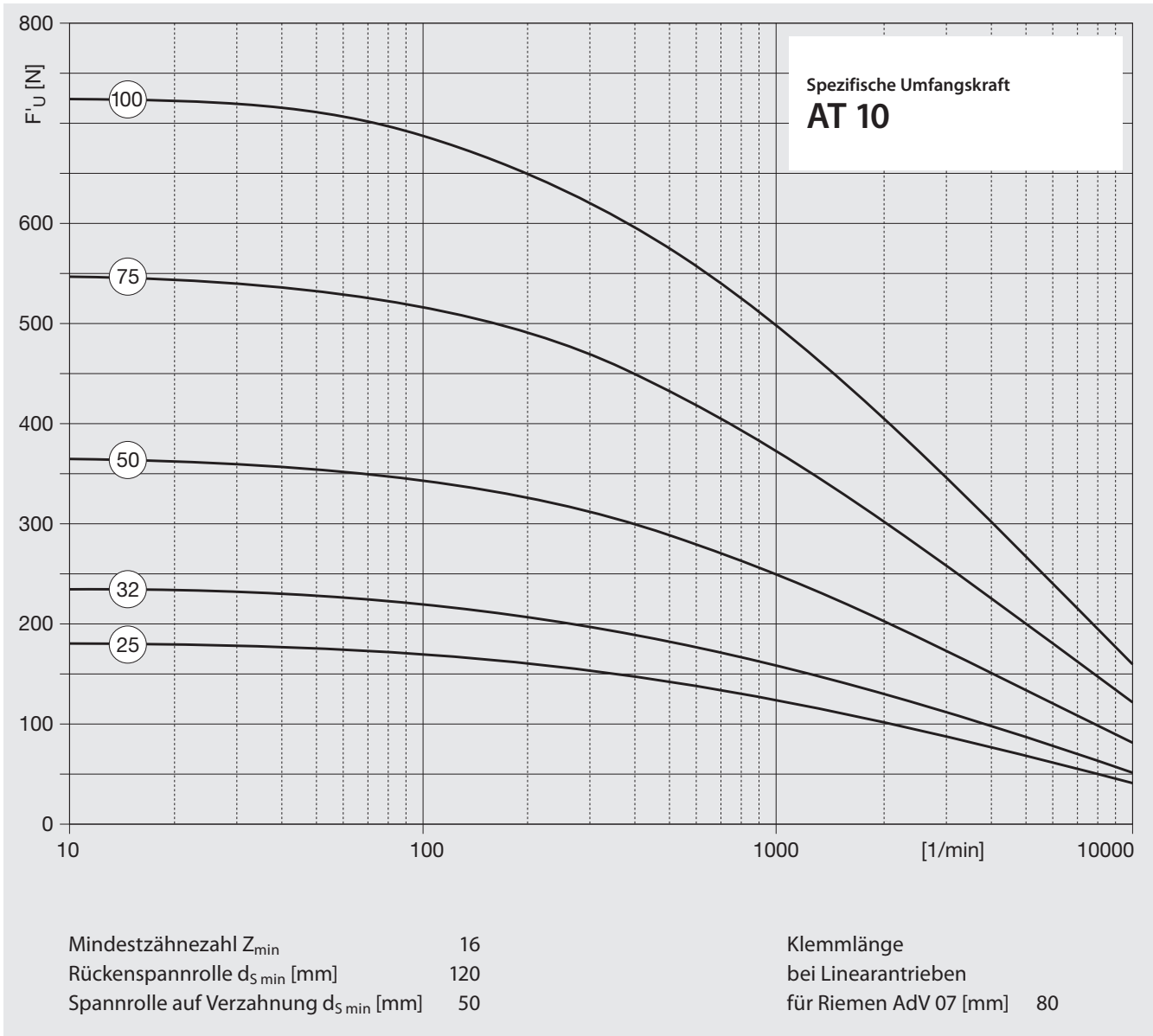
Zahnriementyp T 10



Riemenkenndaten Typ T 10

Kennwert	b_0 [mm]	16	25	32	50	75	100
F_{zul} [N] AdV 09		650	1100	1300	2100	2550	3550
F_{zul} [N] AdV 07		1310	2200	2620	4200	5100	7100
C_{spez} [N] · 10 ⁶		0,32	0,50	0,64	1,00	1,50	2,00
m'_R [kg/m]		0,077	0,120	0,154	0,240	0,360	0,480

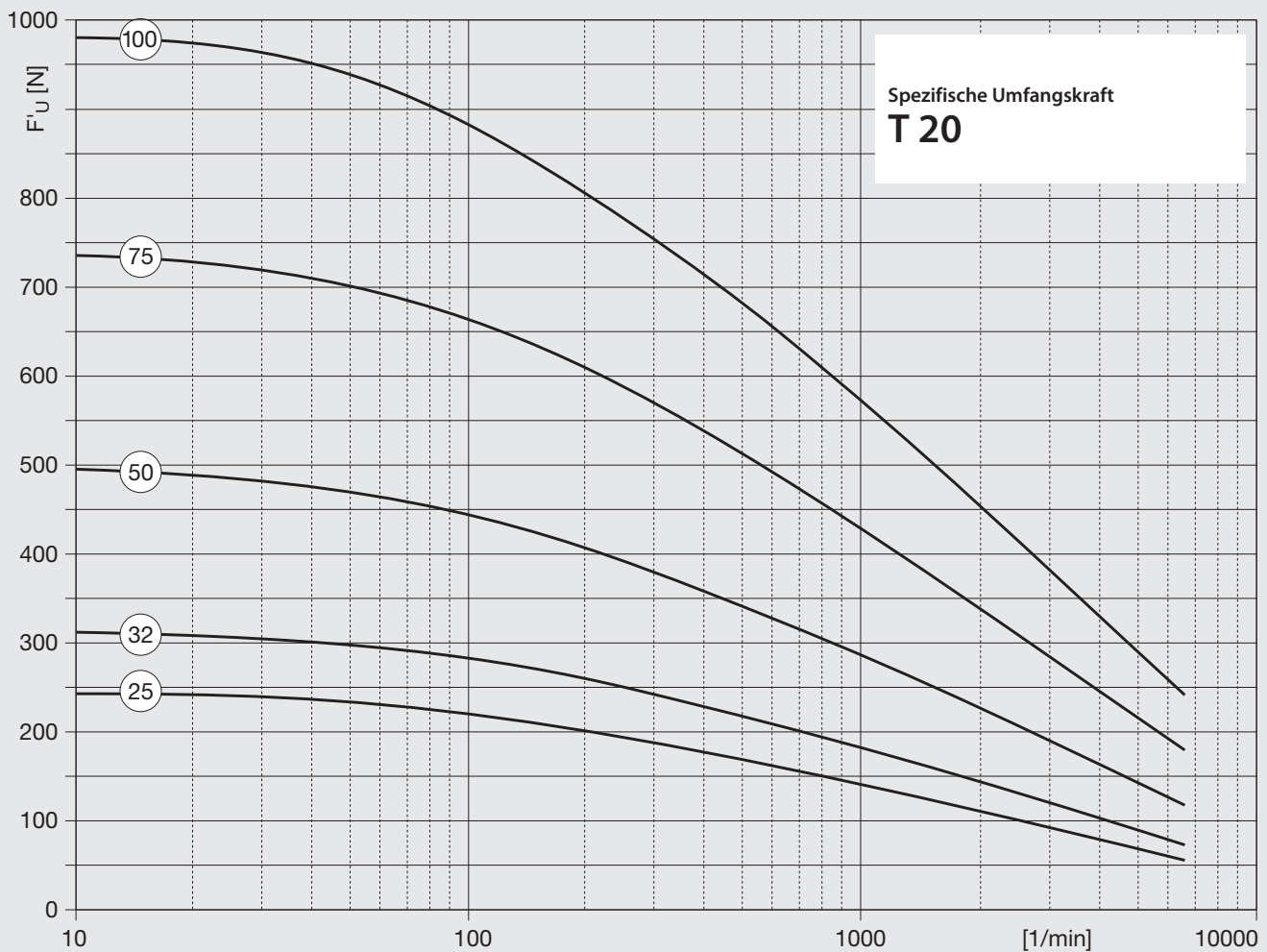
Zahnriementyp AT 10



Riemenkenndaten Typ AT 10

Kennwert	b_0 [mm]	25	32	50	75	100
F_{zul} [N] AdV 09		1850	2500	3700	6000	8000
F_{zul} [N] AdV 07		3750	5000	7500	12000	16000
C_{spez} [N] · 10 ⁶		1,00	1,28	2,00	3,00	4,00
m'_R [kg/m]		0,160	0,205	0,320	0,480	0,640

Zahnriementyp T 20



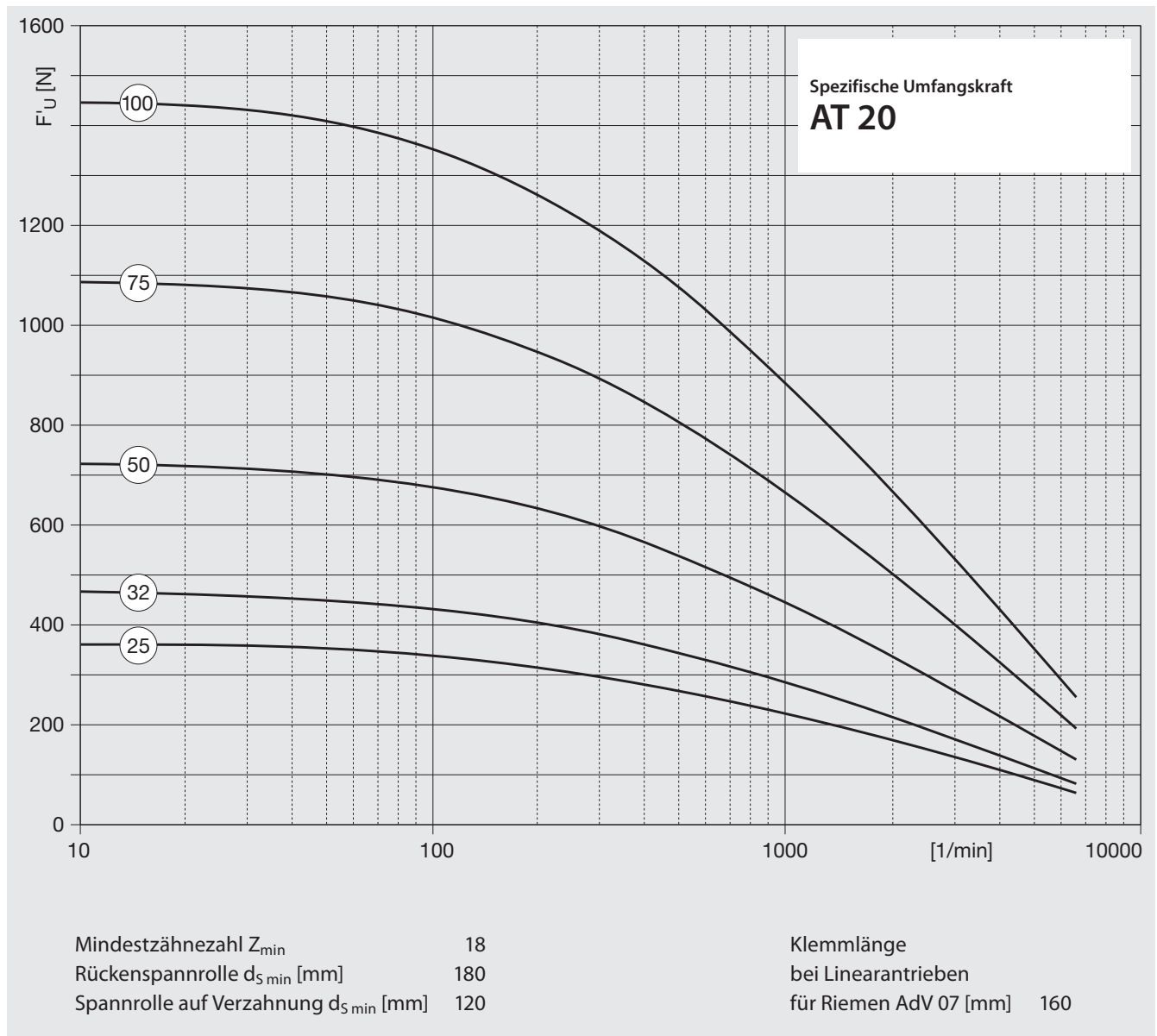
Mindestzähnezahl Z_{\min} 16
 Rückenspannrolle $d_{S \min}$ [mm] 120
 Spannrolle auf Verzahnung $d_{S \min}$ [mm] 120

Klemmlänge
 bei Linearantrieben
 für Riemen AdV 07 [mm] 160

Riemenkenndaten Typ T 20

Kennwert	b_0 [mm]	25	32	50	75	100
F_{zul} [N] AdV 09		1600	2050	3250	4900	6700
F_{zul} [N] AdV 07		3200	4100	6500	9800	13500
C_{spez} [N] · 10 ⁶		0,88	1,32	1,75	2,63	3,50
m'_R [kg/m]		0,193	0,246	0,385	0,577	0,770

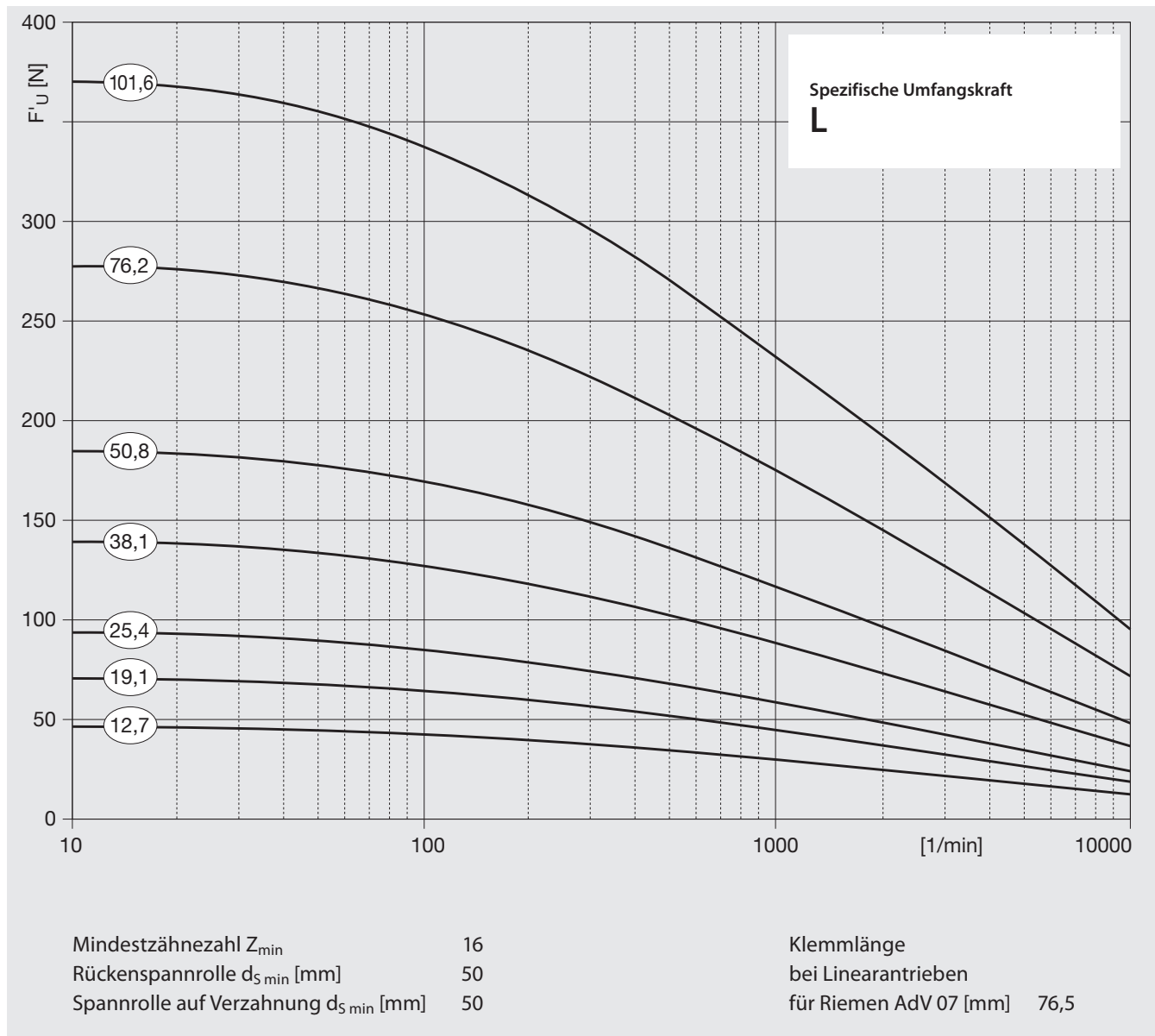
Zahnriementyp AT 20



Riemenkenndaten Typ AT 20

Kennwert	b_0 [mm]	25	32	50	75	100
F_{zul} [N] AdV 09		2900	3600	5800	9000	12000
F_{zul} [N] AdV 07		5800	7200	11700	18000	25200
C_{spez} [N] · 10 ⁶		1,56	2,00	3,13	4,69	6,25
m'_R [kg/m]		0,250	0,320	0,500	0,750	1,000

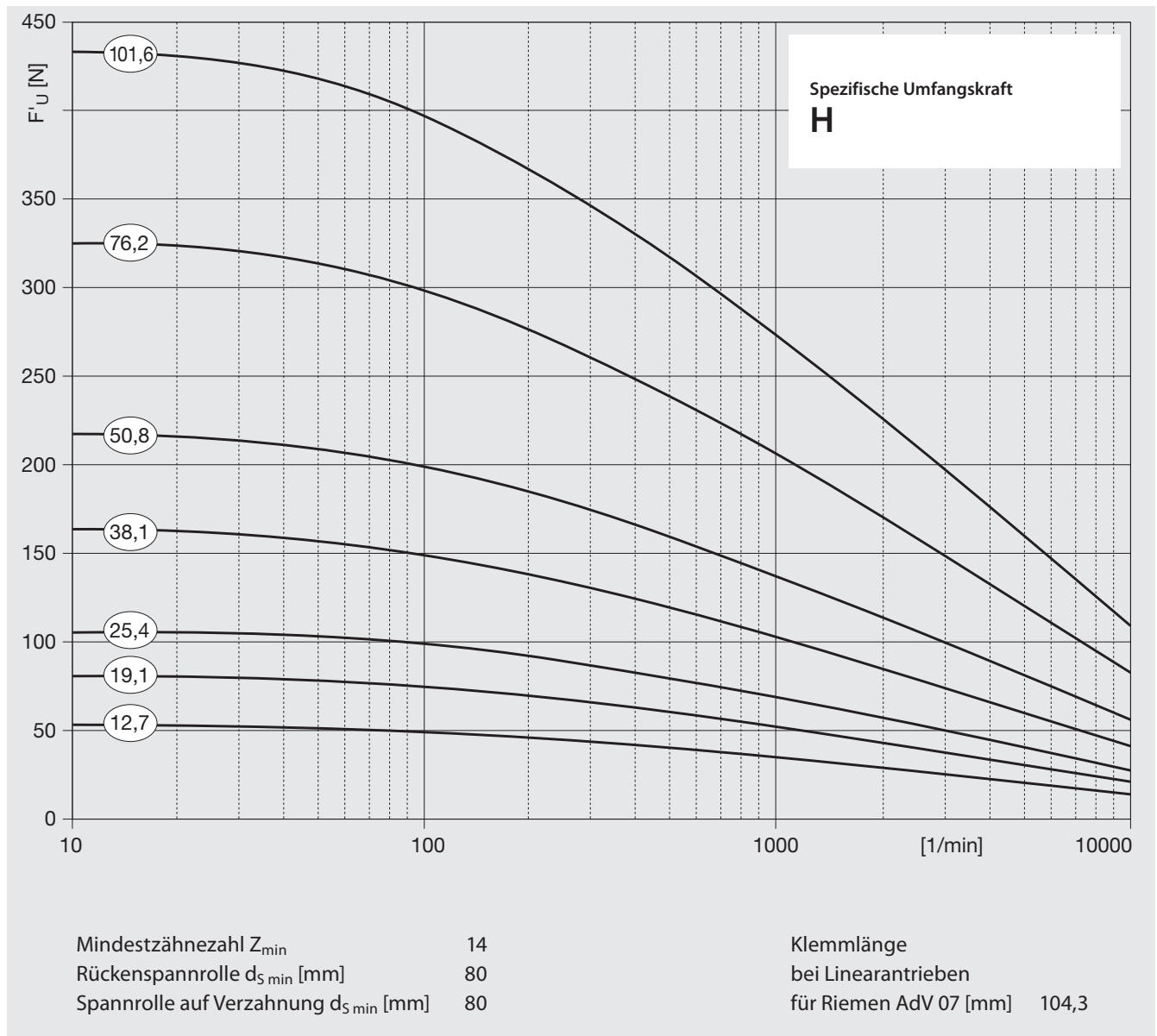
Zahnriementyp L = 3/8" $\hat{=}$ t = 9,525 mm



Riemenkenndaten Typ L = 3/8"

Kennwert	b_0 [mm]	12,7	19,1	25,4	38,1	50,8	76,2	101,6
F_{zul} [N] AdV 09		440	650	870	1310	1760	2550	3300
F_{zul} [N] AdV 07		890	1340	1780	2670	3560	5100	6600
C_{spez} [N] · 10 ⁶		0,25	0,38	0,50	0,75	1,00	1,50	2,00
m'_R [kg/m]		0,050	0,074	0,099	0,149	0,198	0,297	0,396

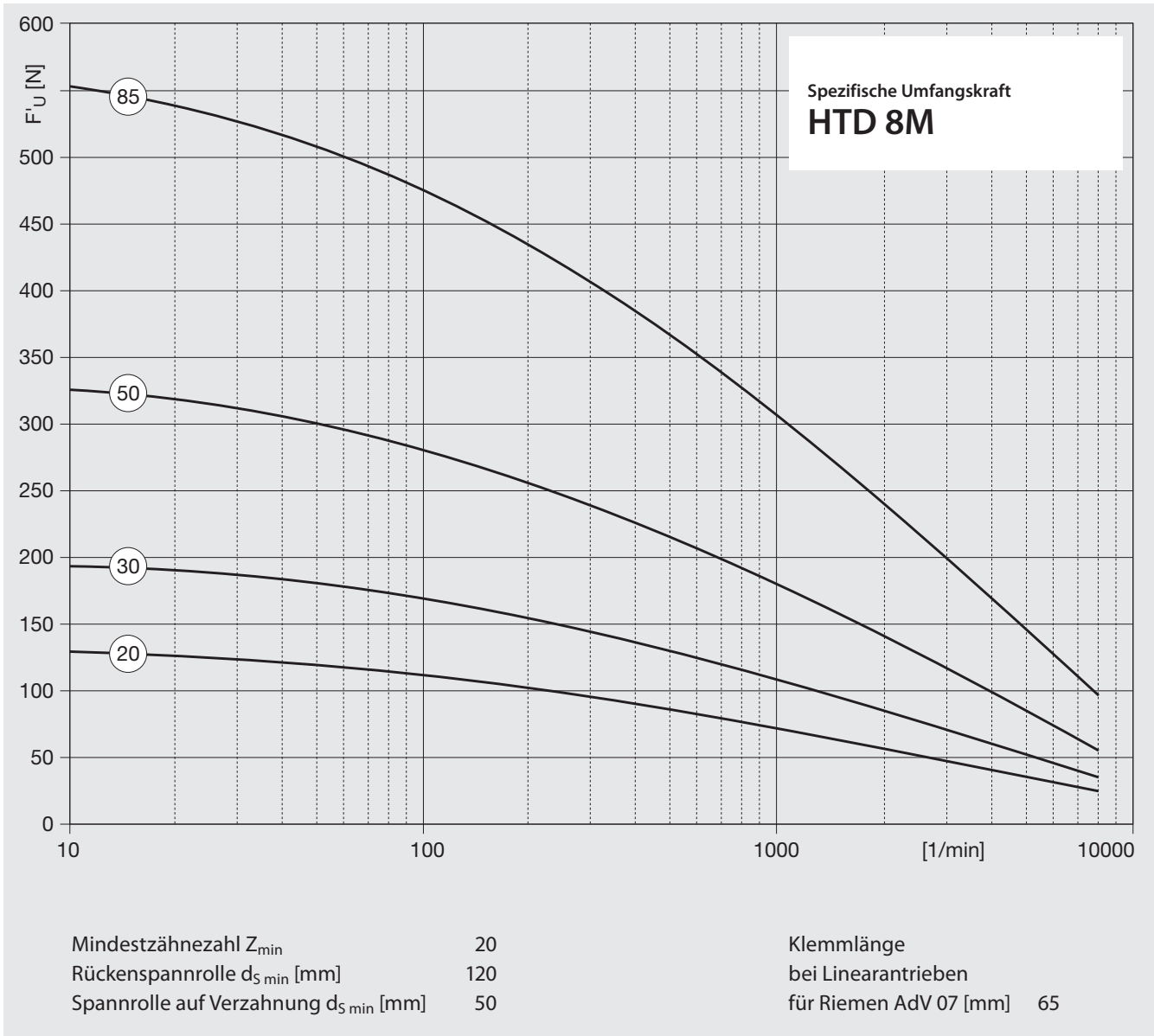
Zahnriementyp H = 1/2" $\hat{=}$ t = 12,7 mm



Riemenkennwerten Typ H = 1/2"

Kennwert	b_0 [mm]	12,7	19,1	25,4	38,1	50,8	76,2	101,6
F_{zul} [N] AdV 09		440	650	870	1310	1760	2550	3300
F_{zul} [N] AdV 07		890	1340	1780	2670	3560	5100	6600
C_{spez} [N] · 10 ⁶		0,25	0,38	0,50	0,75	1,00	1,50	2,00
m'_R [kg/m]		0,057	0,086	0,114	0,171	0,229	0,343	0,457

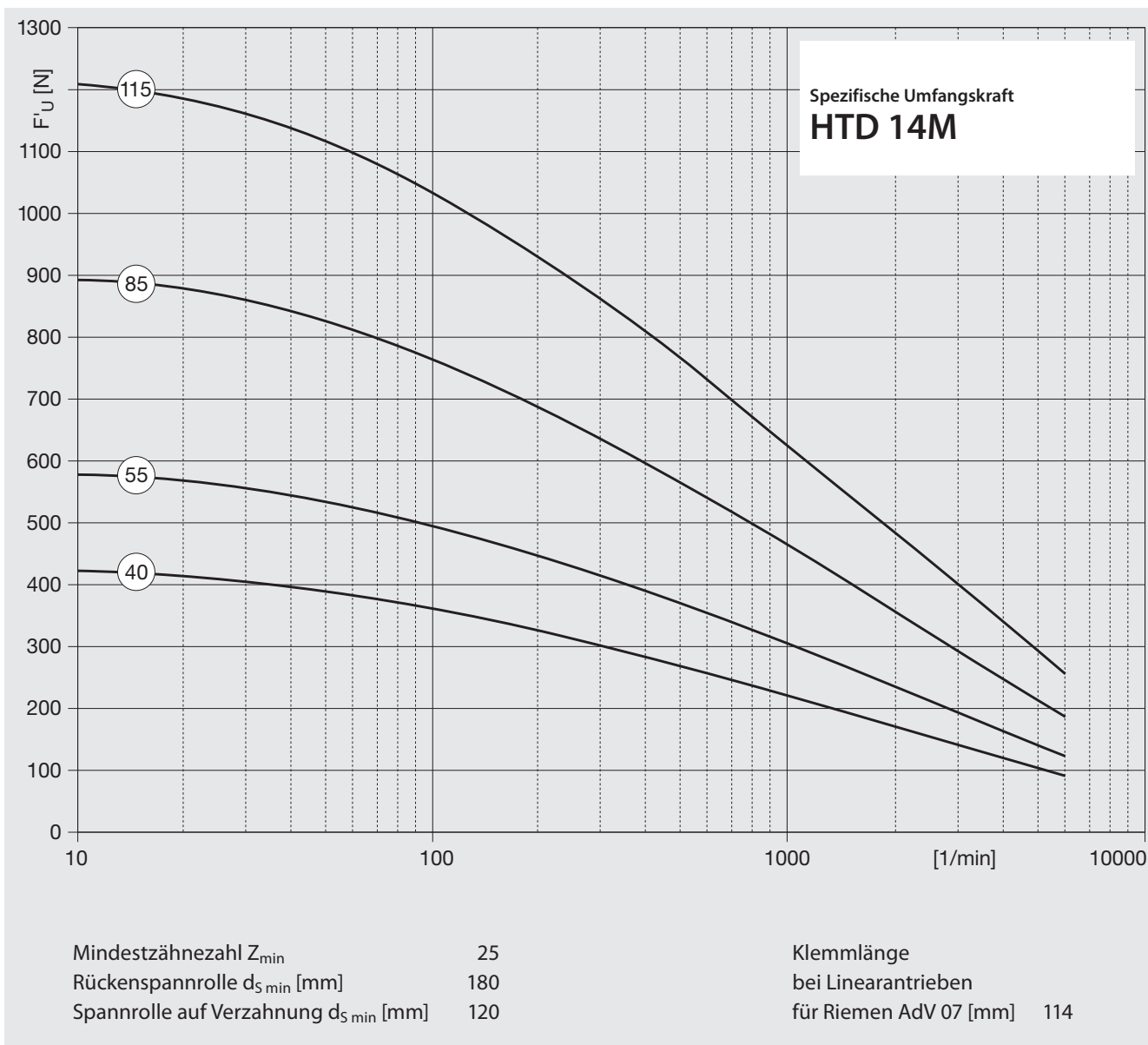
Zahnriementyp HTD 8M



Riemenkenndaten Typ HTD 8M

Kennwert	b_0 [mm]	20	30	50	85
F_{zul} [N] AdV 09		1400	2100	3500	5700
F_{zul} [N] AdV 07		2800	4200	7000	11500
C_{spez} [N] · 10 ⁶		0,70	1,05	1,75	2,98
m'_R [kg/m]		0,132	0,198	0,330	0,561

Zahnriementyp HTD 14M



Riemenkenndaten Typ HTD 14M

Kennwert	b_0 [mm]	40	55	85	115
F_{zul} [N] AdV 09		4200	5800	9600	11600
F_{zul} [N] AdV 07		8500	11800	19500	23600
C_{spez} [N] · 10 ⁶		2,12	2,92	4,51	5,83
m'_R [kg/m]		0,440	0,605	0,935	1,265

Tabellen

Tabelle 1
Zahneingriffsfaktor c_1

Anwendungsfall	$c_1 \text{ max}$
verschweißte Riemen AdV 09	6
offene Riemen AdV 07	12
Linearantriebe mit höherer Positioniergenauigkeit	4

c_1 = Anzahl der am Kraftfluß beteiligten Zähne

Tabelle 2
Betriebsfaktor c_2

gleichförmiger Betrieb	$c_2 = 1,0$
kurzfristige Überlast < 35 %	$c_2 = 1,10 - 1,35$
kurzfristige Überlast < 70 %	$c_2 = 1,40 - 1,70$
kurzfristige Überlast < 100 %	$c_2 = 1,75 - 2,00$

Tabelle 3
Beschleunigungsfaktor c_3

Übersetzungsverhältnis i	c_3
$i > 1$ bis 1,5	0,1
$i > 1,5$ bis 2,5	0,2
$i > 2,5$ bis 3,5	0,3
$i > 3,5$	0,4

Tabelle 4
Reibwerte von Zahnriemen

μ	PU	PAZ	PAR
Tisch/Schiene	0,5	0,2 - 0,3	0,2 - 0,3
Stützschiene			
Kunststoff	0,2 - 0,3	0,2 - 0,25	0,2 - 0,25
Stau	0,5	0,2 - 0,3	0,2 - 0,3

Alle Werte sind Richtwerte
 PU = Polyurethan
 PAZ = Polyamidgewebe auf der Zahnseite
 PAR = Polyamidgewebe auf dem Riemenrücken

Beständigkeiten

Chemikalie	Beständigkeit	Chemikalie	Beständigkeit
Aceton	○	Kerosin	●
Äthanol	○	Kochsalzlösung konz.	●
Äthylacetat	-	Methanol	○
Äthyläther	●	Methanol/Benzin 15-85	●
Aluminiumchlorid, wäßrig 5%ig	●	Methyläthylketon	○
Ammoniak 10%ig	●	Methylenchlorid	-
Anilin	-	N-Methylpyrrolidon	-
ASTM-Öl 1	●	Mineralöl	●
ASTM-Öl 2	●	Natriumchloridlösung konz.	●
ASTM-Öl 3	○	Natriumhydroxidlösung 1N	○
Benzin „normal“	●	Natriumseifenfett	●
Benzin „super“	●	Natriumseifenfett + 20% Wasser	○
Benzol	○	Natronlauge 1N	○
Butanol	○	Salpetersäure 20%ig	-
Butylacetat	-	Salzsäure 20%ig	○
Cyclohexanol	○	Schmierfett (Natriumseifenfett)	●
Dieselöl	●	Schwefelsäure 20%ig	○
Dimethylformamid	-	Seewasser	●
Eisenchlorid, wäßrig 5%ig	○	Tetrachlorkohlenstoff	-
Essigsäure 20%ig	○	Tetrahydrofuran	-
N-Heptan	●	Toluol	-
Isopropanol	○	Trichloräthylen	-
Kalilauge 1N	○	Wasser	●

Tabelle 5
Die angegebenen Beständigkeiten beziehen sich auf Raumtemperatur.

Zeichenerklärung

- = beständig
- = bedingt beständig, nach einiger Zeit geringe Gewichts- und Maßveränderungen, evtl. Versprödung
- = unbeständig



Wegen der Vielfalt der Verwendungszwecke unserer Produkte sowie der jeweiligen besonderen Gegebenheiten stellen unsere Gebrauchsanweisungen, Angaben und Auskünfte über Eignung und Anwendung der Produkte nur allgemeine Richtlinien dar und entbinden den Besteller nicht von der eigenverantwortlichen Erprobung und Prüfung. Bei anwendungstechnischer Unterstützung durch uns trägt der Besteller das Risiko des Gelingens seines Werkes.

Forbo Siegling Service – jederzeit weltweit

Forbo Siegling beschäftigt in der Firmengruppe weltweit mehr als 2.000 Mitarbeiter. Unsere Produkte werden in acht Ländern hergestellt; Gesellschaften und Landesvertretungen mit Materiallagern und Werkstätten finden Sie in über 50 Ländern. Forbo Siegling Servicestationen gibt es in mehr als 300 Orten der Welt.