

ANNEXOS

A. CÀLCULS	79
A.1. Selecció del fre.....	79
A.2. Càlculs de l'accionament	81
A.2.1. Transmissió directa.....	81
A.2.2. Transmissió per corretja	82
A.2.3. Transmissió per engranatge.....	83
A.3. Càlculs de les corretges.....	84
A.3.1. Selecció de la corretja.....	85
A.3.2. Perfil de la corretja i la politja	85
A.3.3. Longitud de la corretja	86
A.3.4. Nombre de corretges	87
A.3.5. Tibat de la corretja	89
A.4. Càlculs de les rodes dentades.....	93
A.4.1. Definició del tipus de roda i material	93
A.4.2. Dimensionat de l'engranatge	94
A.4.3. Comprovació a fatiga en el peu de la dent	99
A.4.4. Comprovació a fatiga superficial.....	102
A.5. Càlcul de rodaments de la caixa d'engranatges.....	103
A.5.1. Determinació de la força d'engranatge.....	104
A.5.2. Càlcul de les reaccions als rodaments	105
A.6. Càlcul de sol·licitació a l'eix del rodament en mal estat	105
A.6.1. Anàlisi amb el MEF	106
A.7. Càlcul de la claveta	108
B. DESGLOSSAMENT DELS COSTOS	110
B.1. Components a comprar	110
B.1.1. Bancada.....	110
B.1.2. Motor.....	110
B.1.3. Fre	111
B.1.4. Mòdul de simulació de desalineaments entre eixos	111
B.1.5. Mòdul de simulació de fallades en rodaments.....	111
B.1.6. Mòdul de simulació de fallades en transmissions per corretja.....	111
B.1.7. Mòdul de simulació de fallades en rodes dentades	112
B.1.8. Elements d'us general	112
B.2. Cost dels materials per a la fabricació	112
B.2.1. Bancada	113
B.2.2. Fre	113

B.2.3. Mòdul de simulació de desalineaments entre eixos	113
B.2.4. Mòdul de simulació de fallades en rodaments.....	113
B.2.5. Mòdul de simulació de fallades en transmissions per corretja	114
B.2.6. Mòdul de simulació de fallades en rodes dentades.....	114
B.3. Costos de fabricació	114
B.3.1. Bancada	115
B.3.2. Fre	115
B.3.3. Mòdul de simulació de desalineaments entre eixos	115
B.3.4. Mòdul de simulació de fallades en rodaments.....	115
B.3.5. Mòdul de simulació de fallades en transmissions per corretja	116
B.3.6. Mòdul de simulació de fallades en rodes dentades.....	116
C. CATÀLEGS	117
D. PLÀNOLS	169

A. Càlculs

Selecció del fre

Per a seleccionar el fre se cerca al mercat les possibilitats quant a frens de partícules magnètiques. En aquest aspecte la marca comercial Magneta ofereix una àmplia diversitat d'opcions i, per tant, se cerca una opció dins del seu catàleg.

El principal objectiu d'aquest fre serà absorbir l'energia del motor i fer-ho suposant una càrrega suficient per a fer treballar els elements de la transmissió que es volen analitzar.

La principal limitació dels frens de partícules magnètiques és el sobreescalfament en treballar fora del seu rang de funcionament.

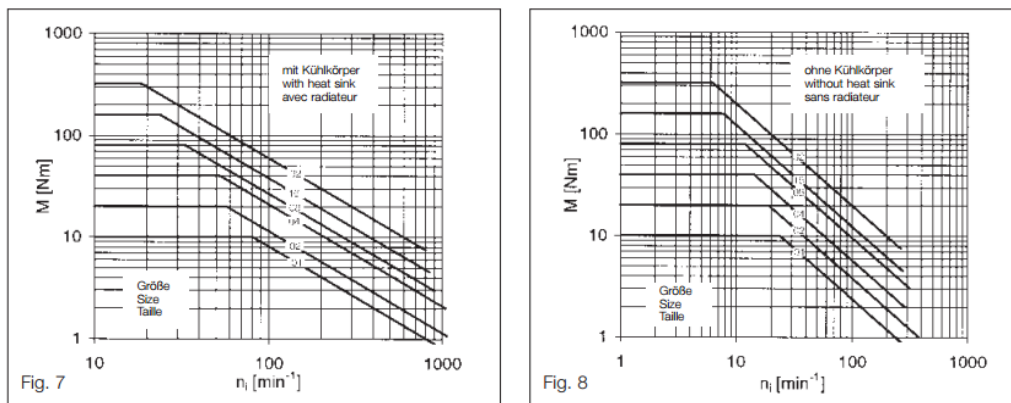


Fig. A.1.1. Corbes de funcionament dels frens Magneta

En aquesta gràfica es mostra el parell màxim admissible de cadascun dels models de la marca (amb dissipador de calor a l'esquerra i sense a la dreta).

S'observa com, a partir de cert valor de revolucions, les corbes dibuixen un colze per a decreixer en el seu parell admissible de forma inversament proporcional a la velocitat de gir del fre; s'ha de tenir en compte que ambdós eixos estan en escala logarítmica. Això és degut al manteniment de la potència màxima de frenada definida per l'equació següent:

$$P_{fre} = M_{fre} \cdot \left(n_{fre} \cdot \frac{\pi}{30} \right) \quad (\text{Eq. A.1.2})$$

En vista dels rangs de treball que ofereix l'opció amb dissipador i sense, se selecciona un fre amb dissipador de calor. Interessa disposar d'un rang ampli de velocitats de gir ja que es duran a terme experiències sense reducció (desalineament d'eixos) i d'altres amb reducció (fallada en politges i fallada en rodes dentades).

En la taula següent es mostren els rangs de funcionament de cada dimensió del fre:

Dimensió	Amb dissipador de calor		Sense dissipador de calor	
	Potència màxima del fre [W]	Rang de velocitats de gir ⁽¹⁾ [min ⁻¹]	Potència màxima del fre [W]	Rang de velocitats de gir ⁽¹⁾ [min ⁻¹]
01	83,8	80 - 800	25,13	24-240
02	125,7	60 - 1200	41,89	20-400
04	219,9	53 - 2000	62,83	15-600
08	282,7	34-2700	104,7	12,5-1000
16	418,8	25-4000	125,7	7,5-1200
32	628,3	19-6000	209,4	6,25-2000

Velocitats de gir a les que es pot assolir la potència màxima de frenat.

Taula. A.1.3. Taula de valors de funcionament del models de fre Magneta

Se selecciona la dimensió 02 del catàleg de magneta atès que la potència màxima de frenada que ofereix és lleugerament superior a la potència nominal del motor asíncron monofàsic que s'està considerant utilitzar, que és de 120 W.

Si bé el rang de velocitats està fora dels que es tindran en els diferents escenaris possibles:

Directa: $i=1$ i per tant $n_{fre} = n_{motor} \cdot i = 2800 \text{ min}^{-1} / 1 = 2800 \text{ min}^{-1}$

Corretja: $i=1,89$ i per tant $n_{fre} = n_{motor} \cdot i = 2800 \text{ min}^{-1} / 1,89 = 1481,5 \text{ min}^{-1}$

Engranatge: $i=1,76$ i per tant $n_{fre} = n_{motor} \cdot i = 2800 \text{ min}^{-1} / 1,76 = 1590,9 \text{ min}^{-1}$

Cal tenir en compte que s'utilitzarà un variador de freqüència que ens permet modificar la velocitat de gir del motor.

Càlculs de l'accionament

Com s'ha esmentat en l'apartat anterior, es poden donar diversitat d'escenaris de funcionament en aquest banc donada la seva modularitat. Per aquest motiu l'accionament s'ha d'estudiar tenint en compte tots els escenaris:

Transmissió directa: no hi ha cap etapa de reducció. Això és així en l'anàlisi de desalineament entre eixos en el qual es connecta el motor al fre de forma directa. No és així en el cas dels rodaments en mal estat, ja que en aquest cas el motor funciona sense fre.

Transmissió per corretja: en aquest cas la velocitat de gir es veu reduïda per la diferència de diàmetre de les politges. Veient així, el fre una velocitat de gir inferior a la del motor.

Transmissió per engranatge: idènticament al cas anterior la velocitat al fre serà inferior a la velocitat de gir del motor.

Transmissió directa

Per a aquest escenari cal tenir en compte que la velocitat de gir del motor no pot ser superior a la velocitat màxima del fre de 1.200 min⁻¹.

Com a limitació també es té el parell màxim del motor, ja que si aquest se sobrepassa el motor es pot sobreescalfar.

Atès que se suposa un rendiment del 100 % en transmissió directa i que el motor i el fre giren de forma solidària ($n_{fre}=n_{motor}$), el parell a vèncer pel motor serà exactament el parell del fre:

$$\eta \cdot P_{motor} = P_{fre}$$

$$\eta \cdot M_{motor} \cdot \omega_{motor} = M_{fre} \cdot \omega_{motor}$$

$$M_{motor} = \frac{M_{fre} \cdot \omega_{fre}}{\eta \cdot \omega_{motor}} = \frac{M_{fre}}{\eta \cdot i} = \frac{M_{fre}}{1 \cdot 1} = M_{fre}$$

D'aquesta manera es pretén establir un rang de règims de funcionament en els quals no se superin els límits de cap de les dues condicions:

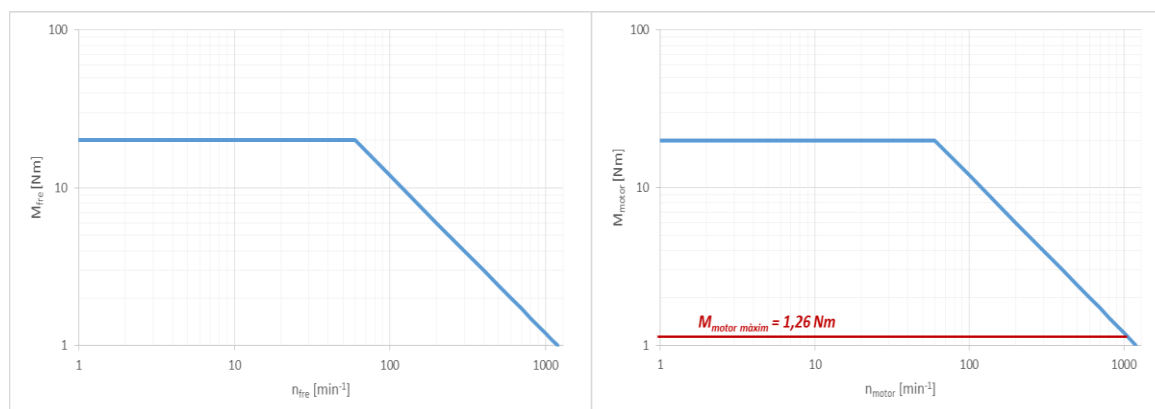


Fig. A.2.1. Corbes de funcionament del fre i del motor

Així es té que en un rang de velocitats del motor de 1.000 min⁻¹ a 1.200 min⁻¹ no se superarà ni la velocitat màxima del fre ni el parell màxim del motor.

Val a dir que aquesta anàlisi s'ha fet suposant que la resistència del fre està en el seu màxim. No obstant això, i atès que en aquestes condicions el motor treballaria per sobre del seu parell nominal, es recomana utilitzar el fre en posicions de resistència baixa.

A més, el variador de freqüència té un limitador d'intensitat. Si el parell que es demana al motor és elevat, la intensitat augmenta i la protecció del variador salta, parant el motor. D'aquesta manera, es preserva el variador i el motor d'una possible avaria per sobreescalfament.

Transmissió per corretja

De la mateixa manera succeeix en el cas amb transmissió per corretja, que no es pot superar la velocitat màxima del fre de 1.200 min⁻¹. La diferència és que en aquest cas entre el motor i el fre hi ha una etapa de reducció.

D'aquesta manera es té una relació de transmissió $i=1,89$ i se suposa un rendiment per a les transmissions per corretja de $\eta=0,95$. D'aquesta manera es té la següent relació entre el parell a vèncer per motor i fre respectivament:

$$\eta \cdot P_{motor} = P_{fre}$$

$$\eta \cdot M_{motor} \cdot \omega_{motor} = M_{fre} \cdot \omega_{motor}$$

$$M_{motor} = \frac{M_{fre} \cdot \omega_{fre}}{\eta \cdot \omega_{motor}} = \frac{M_{fre}}{\eta \cdot i} = \frac{M_{fre}}{0,94 \cdot 1,89} = \frac{M_{fre}}{1,78}$$

D'aquesta manera es pretén establir un rang de règims de funcionament en els quals no se superin els límits de cap de les dues condicions:

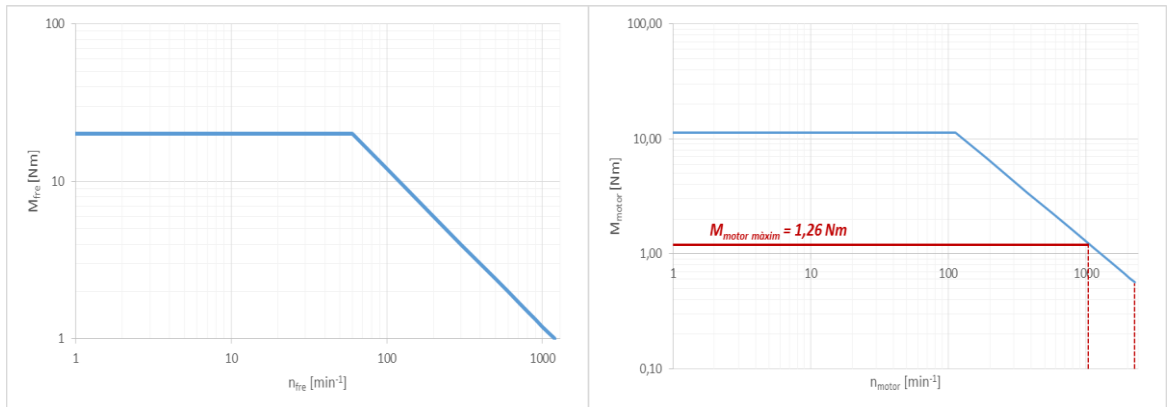


Fig. A.2.2. Corbes de funcionament del fre i del motor

Així es té que en un rang de velocitats del motor de 1.100 min^{-1} a 2.100 min^{-1} no se superarà ni la velocitat màxima del fre ni el parell màxim del motor.

Cal recordar que aquesta anàlisi s'ha fet suposant que la resistència del fre està en el seu màxim. No obstant això, i atès que en aquestes condicions el motor treballaria per sobre del seu parell nominal, es recomana utilitzar el fre en posicions de resistència baixa.

Transmissió per engranatge

De la mateixa manera succeeix en el cas amb transmissió per corretja, que no es pot superar la velocitat màxima del fre de 1.200 min^{-1} . La diferència és que en aquest cas entre el motor i el fre hi ha una etapa de reducció.

D'aquesta manera es té una relació de transmissió $i=1,76$ i se suposa un rendiment per a les transmissions per corretja de $\eta=0,98$. D'aquesta manera es té la següent relació entre el parell a vèncer per motor i fre respectivament:

$$\eta \cdot P_{motor} = P_{fre}$$

$$\eta \cdot M_{motor} \cdot \omega_{motor} = M_{fre} \cdot \omega_{motor}$$

$$M_{motor} = \frac{M_{fre} \cdot \omega_{fre}}{\eta \cdot \omega_{motor}} = \frac{M_{fre}}{\eta \cdot i} = \frac{M_{fre}}{0,98 \cdot 1,76} = \frac{M_{fre}}{1,72}$$

D'aquesta manera es pretén establir un rang de règims de funcionament en els quals no se superin els límits de cap de les dues condicions:

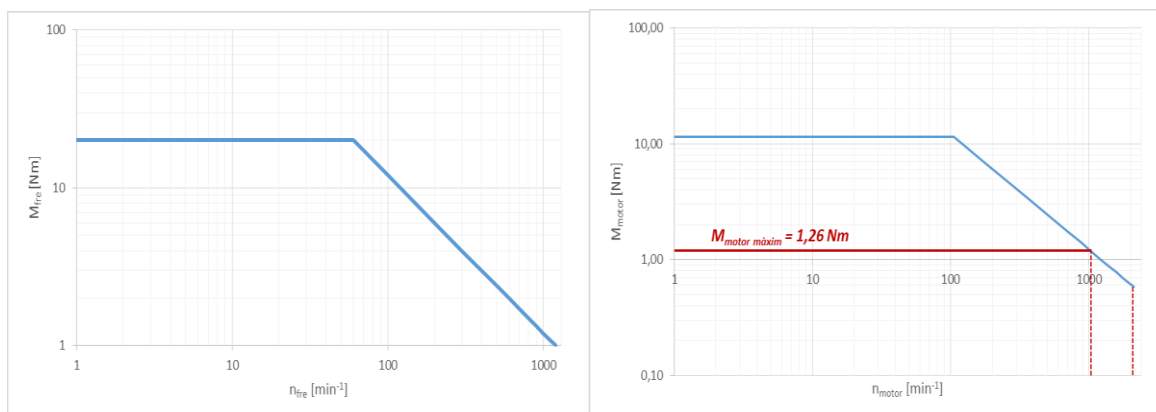


Fig. A.2.3. Corbes de funcionament del fre i del motor

Així es té que en un rang de velocitats del motor de 1.100 min^{-1} a 2.200 min^{-1} no se superarà ni la velocitat màxima del fre ni el parell màxim del motor.

Cal recordar que aquesta anàlisi s'ha fet suposant que la resistència del fre està en el seu màxim. No obstant, i donat que en aquestes condicions el motor treballaria per sobre del seu parell nominal, es recomana utilitzar el fre en posicions de resistència baixa.

Càlculs de les corretges

Per a garantir el bon funcionament de la transmissió per corretja cal establir els paràmetres de disseny adients al tipus de muntatge que es vol realitzar.

Dintre del catàleg de la marca OPTIBELT es poden trobar solucions de tipus específic per a un rang ampli de possibilitats dins del camp de les transmissions per corretja. Per tant, se seleccionarà una solució triada d'aquest catàleg [Annex C.6].

Es duen a terme els càlculs de les corretges següents:

Selecció de la corretja

El primer paràmetre ja establert en el cos del projecte és el tipus de corretja a utilitzar. Es tracta d'una corretja trapezoïdal amb un dentat a la part interior que augmenta la flexibilitat i permet utilitzar politges de poca dimensió i tot i així evitar lliscament sense requerir una força de tensat important.

La corretja escollida és una politja de la sèrie SUPER X-POWER i de geometria XPZ de la marca Optibelt.

Perfil de la corretja i la politja

Per a seleccionar el perfil de la corretja adient es segueixen les directrius indicades al catàleg de Optibelt.

D'aquesta manera es té, segons la [Taula A.3.2.1.], el factor de càrrega a aplicar a la fórmula de la potència corregida P_g .

Examples for Work Machines	Examples for Drive Machines					
	AC motors and three-phase induction machines with a normal starting torque (up to 1.8 times nominal torque), e. g. synchronous motors and single-phase motors with a starting-aid phase, three-phase squirrel cage motors with direct start, star-delta connection or slip ring starters; direct-current shunt-wound motors, combustion engines and turbines $n > 600$ rpm			AC motors and three-phase induction machines with high starting torque (over 1.8 times nominal torque), e. g. single-phase motors with high starting torque; direct-current series-wound motors with series connection and compound; combustion engines and turbines $n < 600$ rpm		
	Load factor c_2 for daily operating time (hours)			Load factor c_2 for daily operating time (hours)		
	up to 10	over 10 to 16	over 16	up to 10	over 10 to 16	over 16
Light drives Centrifugal pumps and compressors, belt conveyors (light weight materials), fans and pumps up to 7.5 kW.	1.1	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Medium drives Plate cutters, presses, chain and belt conveyors (heavy materials), vibrating screens, generators and exciters, bakery machinery, machine tools (lathes and grinders), laundry machines, printing machinery, fans and pumps over 7.5 kW.	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Heavy drives Crushing plants, piston compressors, heavy-duty conveyors, directional throw conveyors, push conveyors (screw, plate belts, bucket and shovel conveyors), lifts, briquette presses, textile machinery, paper machinery, piston pumps, excavator pumps, log frame saws, hammer mills.	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Very heavy drives Heavy-duty mills, stone crushers, calenders, mixers, winches, cranes, excavators, heavy-duty wood working machinery.	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

Taula. A.3.2.1. Factors de correcció c_2

D'aquesta manera, si a una màquina amb un motor amb una potència menor a 7,5 kW i un ús inferior a les 10 h diàries, s'hi aplica un factor de càrrega $c_2 = 1,1$, obtenim la potència corregida següent.

$$P_{motor} = P_{fre} / \eta = 125,7 / 0,94 = 134 \text{ W}$$

$$P_g = P_{motor} \cdot c_2 = 134 \cdot 1,1 = 147 \text{ W}$$

En el següent diagrama es mostra el tipus de perfil de la corretja recomanada pel fabricant en funció de la potència corregida del motor i la velocitat de gir de la politja petita:

Diagram 4: optibelt SUPER X-POWER M=S wedge belts

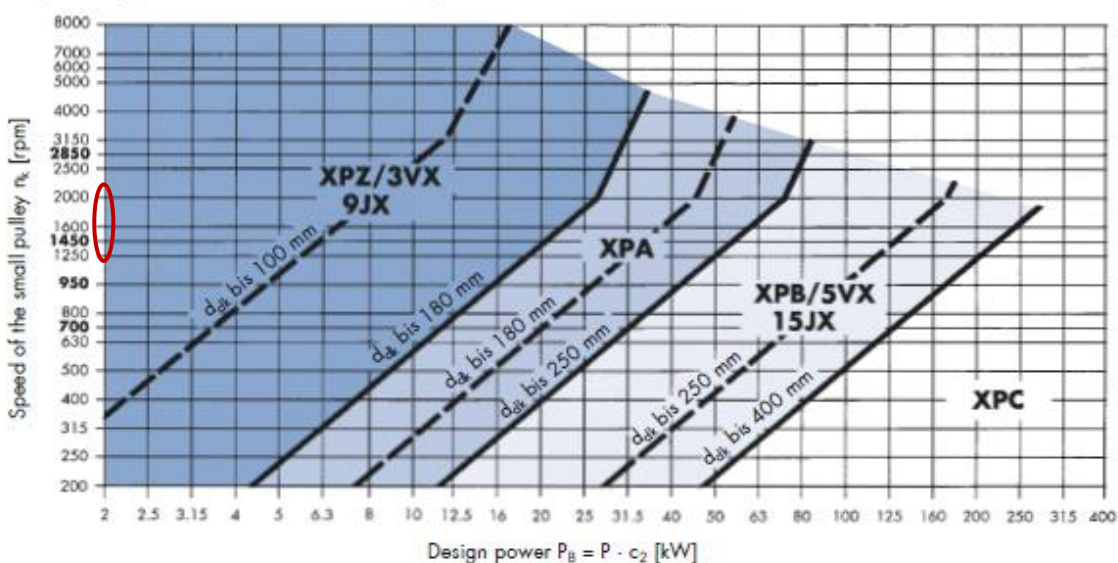


Diagrama. A.3.2.2. Tipus de perfil a utilitzar

Considerant, per tant, el règim de funcionament especificat en l'apartat anterior i que la potència corregida és menor al mínim mostrat pel diagrama, se selecciona un perfil de politja i corretja XPZ. Al diagrama s'assenyala en vermell aquella zona en la qual es treballarà.

Longitud de la corretja

Les politges que s'han triat per al muntatge són les de diàmetre normalitzat 56 i 106 respectivament. El principal factor de decisió són les petites dimensions, ja que no hi ha més requeriments que una variació raonable de velocitat de gir i una limitació de mida de la màquina.

D'aquesta manera es vol definir quina hauria de ser la distància entre eixos de disseny, ateses les dimensions de les dues politges. El rang de distàncies entre eixos a seleccionar és acotat per l'expressió següent donada pel fabricant:

$$0,7 \cdot (d_{pol. Petita} + d_{pol. Gran}) \leq e \leq 2 \cdot (d_{pol. Petita} + d_{pol. Gran})$$

$$113 \text{ mm} \leq e \leq 324 \text{ mm}$$

D'aquesta manera i ajustant-se a les necessitats de disseny s'ha seleccionat una distància entre eixos de 210 mm.

A partir de la distància entre eixos cal definir la longitud teòrica de la corretja:

$$L_{corretja \text{ teòrica}} \approx 2e + (d_1 + d_2) \cdot \frac{\pi}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{2e} \approx 2 \cdot 210 + (56 + 106) \cdot \frac{\pi}{2} + \frac{(56 - 106)^2}{2 \cdot 210} \approx 710,4 \text{ mm}$$

Per tant, la longitud de la corretja tenint en compte el tibament mitjançant un corró tensor obeeix a l'expressió següent:

$$L_{corretja} = L_{corretja \text{ teòrica}} + 2 \cdot y$$

El fabricant dóna un valor de $y \geq 15 \text{ mm}$ per tant:

$$L_{corretja} = 710,4 + 2 \cdot 15 = 740,4$$

I per tant, se selecciona la longitud estandarditzada en el catàleg de 737 mm.

Nombre de corretges

Atès que s'ha pensat en un muntatge amb una única corretja, cal comprovar si una sola corretja és suficient per a no patir excessiu desgast o transmetre tota la potència necessària.

Amb aquesta finalitat, el primer pas és determinar l'angle de contacte entre la politja petita (la més crítica) i la corretja.

D'aquesta manera i suposant que la corretja no pateix deformació ($L_{corretja} = 737 \text{ mm}$) l'angle de contacte seria de 184° . Aquest angle s'obté a través d'eines CAD simulant la posició de la corretja respecte de les politges i el tensor en la seva longitud original.

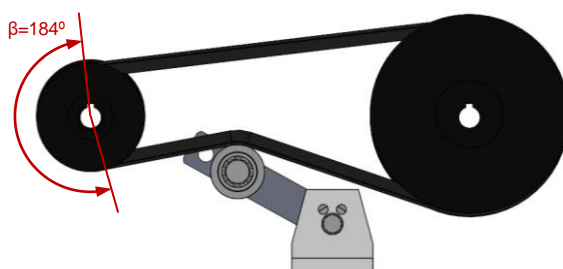


Fig. A.3.4.1. Muntatge politges i tensor

Si bé aquest és l'angle de muntatge sense considerar l'elongació de la corretja, a continuació veiem que per a valors de β fins a 190° el factor corrector no varia, i passat aquest valor varia en molt poca mesura. Tenint en compte aquest fet i que, amb la baixa càrrega aplicada a aquest sistema, l'elongació serà petita, es considera raonable utilitzar aquest angle per al càlcul.

Profile SPZ, XPZ	
Distance length (mm)	c_1
630	0.83
670	0.84
710	0.85
750	0.86
800	0.87

Number of idlers	c_d
0	1.00
1	0.91
2	0.86
3	0.81

$\beta =$	c_1	$\beta =$	c_1
75°	0.82	175°	1.00
80°	0.84	180°	1.00
85°	0.86	185°	1.00
90°	0.88	190°	1.00
95°	0.90	195°	1.01
100°	0.91	200°	1.01
105°	0.92	205°	1.01
110°	0.93	210°	1.01
115°	0.94	215°	1.01
120°	0.95	220°	1.01
125°	0.96	225°	1.01
130°	0.96	230°	1.01
135°	0.97	240°	1.02
140°	0.97	250°	1.02
145°	0.98		
150°	0.98		
155°	0.99		
160°	0.99		
165°	0.99		
170°	1.00		

Taula. A.3.4.2. Factors correctors per nombre de tensors i angle de contacte

Un cop seleccionats els valors de $c_1=1,00$, $c_3=0,86$ i $c_d=0,91$ cal calcular la potència nominal per corretja.

Aquesta es pren a partir dels valors tabulats en funció de la velocitat de gir i el diàmetre de la politja petita i la relació de transmissió i es considera el valor de funcionament màxim definit en l'apartat d'accionament: $n=2200min^{-1}$.

Table 57

Pulleys v [m/s]	n _t [min ⁻¹]	Datum diameter of small pulley d _d [mm]														Additional power [kW] per belt for speed ratio i				
		56	60	63	71	80	85	90	95	100	112	125	140	160	180	200	1.01 to 1.05	1.06 to 1.26	1.27 to 1.57	> 1.57
700		0.72	0.84	0.92	1.14	1.39	1.53	1.80	1.94	2.26	2.42	2.61	3.00	3.51	4.02	4.53	0.01	0.06	0.08	0.10
950		0.92	1.07	1.18	1.48	1.80	1.98	2.34	2.52	2.94	3.15	3.39	3.91	4.58	5.25	5.90	0.01	0.08	0.11	0.13
1450		1.27	1.49	1.65	2.08	2.56	2.83	3.35	3.60	4.22	4.52	4.87	5.61	6.58	7.52	8.44	0.02	0.12	0.16	0.20
2850		2.07	2.46	2.76	3.54	4.39	4.86	5.78	6.24	7.30	7.82	8.42	9.67	11.26	12.77	14.17	0.04	0.23	0.32	0.40
	2000	1.61	1.90	2.12	2.69	3.33	3.67	4.36	4.70	5.51	5.90	6.36	7.32	8.57	9.78	10.95	0.02	0.16	0.23	0.28
	2100	1.67	1.97	2.20	2.80	3.46	3.82	4.54	4.89	5.73	6.14	6.62	7.62	8.91	10.16	11.37	0.03	0.17	0.24	0.29
	2200	1.72	2.04	2.28	2.90	3.59	3.97	4.71	5.08	5.95	6.38	6.87	7.91	9.25	10.54	11.78	0.03	0.18	0.25	0.31

Taula. A.3.4.3. Potència nominal per corretja

D'aquesta manera la potència nominal per corretja resultant es detalla a continuació:

$$P_N = 1,72 + 0,31 = 2,03 \text{ kW}$$

I per tant, es conclou el càlcul del nombre de corretges a utilitzar segons l'expressió següent:

$$z = \frac{P \cdot c_2}{P_N \cdot c_1 \cdot c_3 \cdot c_4} = \frac{0,134 \cdot 1,1}{2,03 \cdot 1,00 \cdot 0,86 \cdot 0,91} = 0,09$$

S'observa, per tant, que una politja és més que suficient per a realitzar aquesta transmissió.

Tibament de la corretja

Per al sistema de tibament dissenyat cal definir quina serà la tensió necessària per a garantir que no llisqui la corretja dins la politja generant asincronismes, que, a més, generarien vibracions.

Com a primer pas cal establir quina és la màxima força tangencial que se li requerirà a la politja. Atès que s'ha dissenyat l'accionament a fi de no passar mai per sobre del parell nominal, es pren aquest com a valor de càlcul conservador.

Tenint així la següent força tangencial màxima:

$$F_t = \frac{M_{nom. motor}}{d_{politja petita} / 2} = \frac{1,25}{0,056 / 2} = 45 \text{ N}$$

Per a conèixer les condicions de lliscament cal conèixer el coeficient de fricció aparent que per a les corretges trapezials es calcula de la manera següent:

$$\mu' = \frac{\mu}{\sin\left(\frac{\gamma}{2}\right)} = \frac{0,5}{\sin\left(\frac{34}{2}\right)} = 1,71$$

on γ és l'angle del trapezi corresponent al perfil XPZ i μ el coeficient de fregament entre politja i corretja. Per a aquest càlcul es parteix del coeficient de fricció típic entre la goma i la fosa grisa que és de 0,5.

Tot seguit es calcula el paràmetre m resultant de la integració de l'equació d'Euler-Eytelwein. Per a aquest càlcul es considera l'angle de contacte calculat prèviament de 184° i un coeficient de fricció de 1,71:

$$m = e^{\mu\beta} = e^{1,71 \cdot 3,2} = 237,9 \quad [3,2\text{rad correspon a } 184^\circ]$$

D'aquesta manera es tenen en compte les consideracions corresponents al tibament per corró tensor flotant.

Tibat per corró tensor flotant

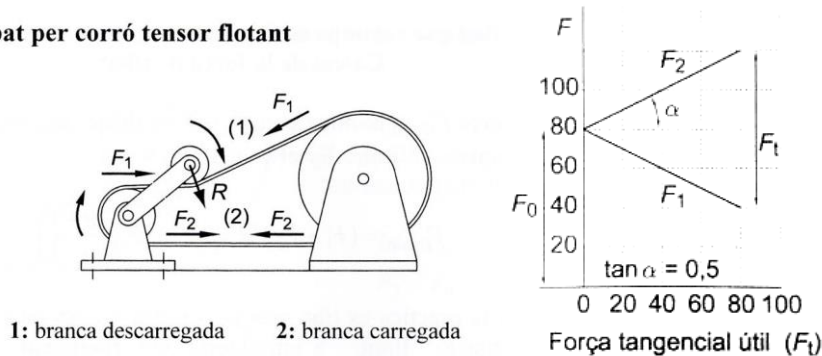


Fig. A.3.5.1. Esquema del tibament per corró tensor flotant

Font: QUADERN CM4, Departament d'enginyeria mecànica ETSEIB-UPC

$$F_t = F_2 - F_1; \quad F_1 = (F_0 + F_c)$$

On F_0 és la força de tibament inicial sense càrrega i F_c el factor de la força centrífuga.

D'aquesta manera la força mínima per a que no llisqui la corretja és:

$$F_{0\text{lim}} = \frac{F_t}{m-1} = \frac{45}{237,9-1} = 0,19 \text{ N}$$

No obstant això, aquest és un valor límit al qual se sol aplicar un coeficient de seguretat al lliscament per a no estar en un valor límit. Es pren un valor d'aproximadament 5 per a estar en una força d'aproximadament 1 N, que és un valor molt conservador però fàcilment assolible.

$$F_0 = \frac{F_t \cdot C_s}{m-1} = \frac{45 \cdot 5}{237,9-1} \approx 1 \text{ N}$$

Per a calcular la força resultant que haurà de fer el corró sobre la corretja cal tenir en compte totes les reaccions que tenen lloc en el sistema corró-corretja.

EFFECTE DE LA FORÇA CENTRÍFUGA EN UN CORRÓ TENSOR

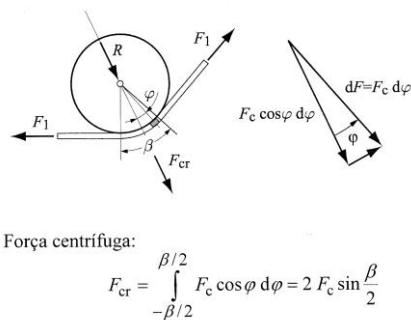


Fig. A.3.5.2. Diagrama de reaccions en el corró tensor flotant

Font: QUADERN CM4, Departament d'enginyeria mecànica ETSEIB-UPC

Per tant, atenent a les forces que apareixen al diagrama, el sumatori de forces en l'equilibri resulta en l'expressió següent:

$$R + F_c = 2 \cdot F_1 \cdot \sin(\beta/2)$$

Que substituint la força centrífuga per la seva expressió [Fig. A.3.5.2.]:

$$R = 2 \cdot (F_1 - F_c) \cdot \sin(\beta/2) = 2 \cdot F_0 \cdot \sin(\beta/2)$$

Per a calcular-ne el valor cal conèixer l'angle de contacte del corró amb la corretja.

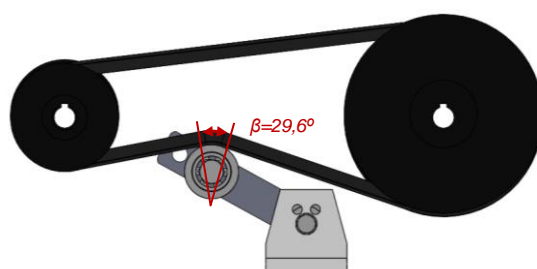


Fig. A.3.5.3. Muntatge politges i tensor

D'aquesta manera es disposa de tots els elements per al càlcul de la resultant al corró tensor:

$$R = 2 \cdot F_0 \cdot \sin(\beta/2) = 2 \cdot 1 \cdot \sin(29,6/2) = 0,51 \text{ N}$$

Per tant, s'ha de garantir que el corró faci com a mínim aquesta força. Veient les taules del catàleg del braç tensor i tenint en compte que el corró està en la posició dura, és a dir que té el corró en el forat més proper a l'eix de rotació i, per tant, fa un 25 % més de força, s'observa com amb una pretensió de 10° se sobrepassa de molt lluny el valor buscat.

Tensioning force F

Size SE	Pre-tension < 10°		Pre-tension < 20°		Pre-tension < 30°	
	F [N]	s [mm]	F [N]	s [mm]	F [N]	s [mm]
11	15	14	40	28	80	40
15	25	17	65	34	135	50
18	75	17	180	34	350	50
27	150	22	380	44	800	65
38	290	30	730	60	1500	87
45	500	39	1300	78	2600	112
50	750	43	2150	86	4200	125

When fixing the sprockets, riders and rollers in arm-position "hard", tensioning force will increase on about 25%.

Fig. A.3.5.4. Taula de reaccions del braç tensor

Per a una posició de 10° de gir es tindria una força de 15N · 1,25 = 18,75N. Considerant certa linearitat en la força aplicada, per a un valor d'1° seria d'aproximadament 2 N. Uns quatre cops la força necessària.

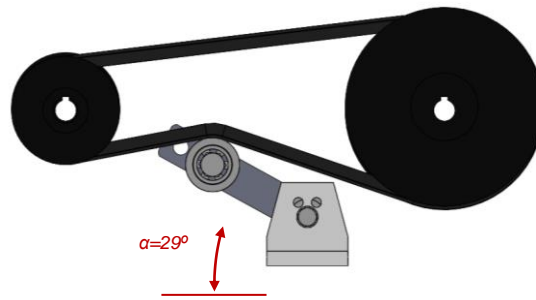


Fig. A.3.5.5. Muntatge poltges i tensor

Vist que en el muntatge l'angle del braç és de 29° respecte de la vertical, amb una posició inicial de com a mínim 30° respecte de la vertical seria suficient per a garantir el bon funcionament de la transmissió per corretja.

Càlculs de les rodes dentades

Definició del tipus de roda i material

Per a definir quin és el tipus d'ús de la màquina i coneixer, per tant, el material a utilitzar, cal coneixer la velocitat perifèrica de les dents. Per a això es fa el supòsit que el motor gira a la velocitat màxima definida en l'apartat d'accionament de 2.200 min⁻¹. Per a fer una aproximació, es pren com a diàmetre del pinyó, el mateix de la poltja conductora 56 mm.

D'aquesta manera s'obté la velocitat perifèrica següent:

$$v'_t = \omega_{motor} \cdot r_{pinyó} = n_{motor} \cdot \frac{\pi}{30} \cdot \frac{d_{pinyó}}{2} = 2200 \cdot \frac{\pi}{30} \cdot \frac{0,056}{2} = 6,4 \text{ m/s}$$

D'aquesta manera, definint el mecanisme com a mecanisme d'ús general i amb xocs moderats, podem seleccionar el material a utilitzar. En aquest cas, per la seva baixa sol·licitació s'ha seleccionat el de menor resistència, cosa que l'abaratirà. Per tant, tant pinyó com roda es fabricaran d'acer aliat tractat a 850-950 N/mm² i 700-800 N/mm² respectivament.

Per a aquesta configuració i per a una velocitat perifèrica de 5 m/s a 10 m/s i una vida de 25.000 hores es tenen els paràmetres següents:

$$K_{adm}: 1,75 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{adm}: 50 \text{ N/mm}^2$$

$$Z_{1min}: 27 \text{ a } 29 \text{ dents}$$

Dimensionat de l'engranatge

Es dimensionen les dues rodes dentades segons el paràmetre K. Aquest paràmetre mai no podrà superar el màxim admissible abans definit:

Per a calcular el valor de K cal conèixer la força F'_t , que es calcula de la manera següent:

$$F'_t = \frac{2 M_{t1}}{d'_1} \quad (\text{Eq. A.4.2.2})$$

D'on:

$$P_{t1} = \frac{P_{fre}}{\eta_{engranatge}} = M_{t1} \omega_1 = \frac{M_{fre} \omega_{fre}}{\eta_{engranatge}}$$

$$M_{t1} = \frac{M_{fre}}{\eta_{engranatge} i_{engranatge}}$$

Si bé en l'apartat anterior s'ha definit el mínim de dents del pinyó de 27 dents, en aquest punt es decideix el nombre de dents que tindran la roda i el pinyó. Aquests valors són 67 i 38, respectivament.

$$i_{engranatge} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{67}{38} = 1,76$$

$$M_{t1} = \frac{M_{fre}}{\eta_{engranatge} i_{engranatge}} = \frac{2,17}{0,98 \cdot 1,76} = 1,26 \text{ Nm}$$

$$K = \frac{F'_t}{b d'_1} \frac{i+1}{i} \leq K_{adm} \quad (\text{Eq. A.4.2.1})$$

D'aquesta manera combinant les equacions (Eq. A.4.2.1) i (Eq. A.4.2.2), s'obté:

$$b \cdot d_1'^2 \geq \frac{2 M_{tl}}{K_{adm}} \frac{i+1}{i}$$

$$\left(\frac{b}{d_1'}\right) \cdot d_1'^3 \geq \frac{2 M_{tl}}{K_{adm}} \frac{i+1}{i}$$

$$d_1' \geq \sqrt[3]{\frac{2 M_{tl}}{(b/d_1') \cdot K_{adm}} \frac{i+1}{i}}$$

Tenint en compte la relació de transmissió de l'engranatge i el tipus d'engranatge (IV. Engranatges per a mecanismes en general) cal extreure la relació b/d_1' de la figura

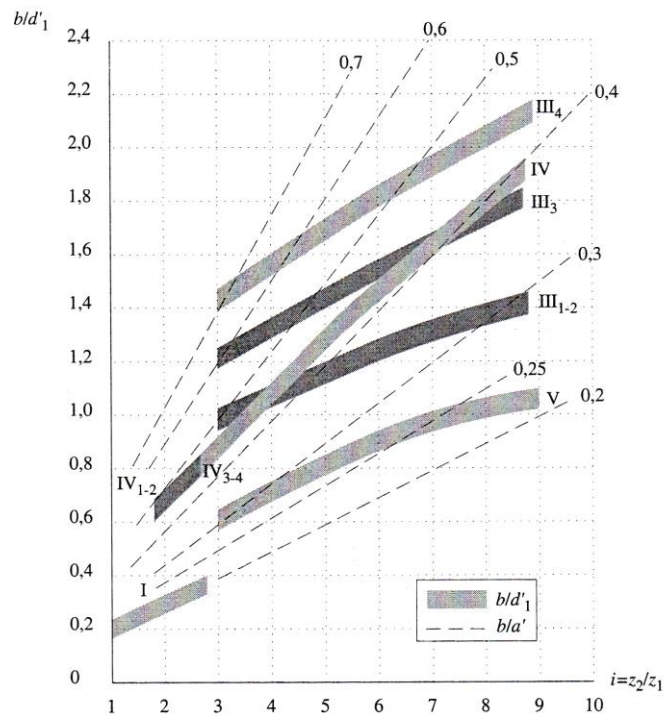


Fig. A.4.2.3. Valor recomanat de b/d_1' i de b/a' en funció de la relació de transmissió i el tipus d'engranatge.

Font: QUADERN CM3, Departament d'enginyeria mecànica ETSEIB-UPC

D'on s'extreu el valor 0,6 per al paràmetre b/d_1' i per tant s'avalua a l'equació anterior:

$$d_1' \geq \sqrt[3]{\frac{2 M_{tl}}{(b/d_1') \cdot K_{adm}} \frac{i+1}{i}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 1260}{0,6 \cdot 1,75} \frac{1,76+1}{1,76}} = 15,5 \text{ mm}$$

Es tria un ample de dent de 15 mm, que es major al mínim ($15,5 \cdot 0,6 = 9,3$ mm).

Determinació del mòdul normal

El valor del mòdul normal es pot calcular per dues vies, de les quals es triarà la més restrictiva:

$$\sigma_{adm} \geq \frac{F_t}{b m_0} = \frac{2 M_{t1}}{b d_1' m_0}$$

$$m_0 \geq \frac{2 M_{t1}}{b d_1' \sigma_{adm}} = \frac{2 \cdot 1260}{15 \cdot 15,5 \cdot 50} = 0,22$$

$$m_0 \geq \frac{d_{01} \cdot \cos \beta_0}{z_1} \approx \frac{d_1' \cdot \cos \beta_0}{z_1} = \frac{15,5 \cdot \cos 0}{38} = 0,41$$

Per tant, se selecciona el valor de 0,41. A partir d'aquest valor se selecciona un valor tabulat de m_0 superior al mínim establert. En aquest cas s'ha triat **1,5**.

Per acabar, es defineix la distància entre eixos, que serà exactament la suma dels dos radis primitius:

$$a' = \frac{d_{01} + d_{02}}{2} = \frac{d_{01} + d_{01} \cdot i}{2} = \frac{57 + 100,5}{2} = 78,75mm$$

Paràmetres de generació

Cal definir els paràmetres de generació que venen donats per l'eina de tall que s'empri.

En aquest cas s'utilitza una eina de generació segons la normativa ISO 53:1998 per tant els paràmetres de generació són els següents:

$$\alpha_0 = 20^\circ$$

$$m_0 = 1,5mm$$

$$\rho_0 = m_0 \cdot \pi = 1,5 \cdot \pi = 4,72mm$$

$$h_{a0} = m_0 = 1,5mm$$

$$h_{f0} = 1,25 \cdot m_0 = 1,875mm$$

$$c_0 = 0,25 \cdot m_0 = 0,375mm$$

Paràmetres intrínsecs



Per tant, considerant un perfil normal es calculen els diàmetres de cap (d_a), de base (d_b) i de peu (d_f) a continuació:

$$d_{a1} \leq [z_1 + 2(1 + x)]m_0 = [38 + 2(1 + 0)] \cdot 1,5 = 60 \text{ mm} \rightarrow d_{a1} = 59 \text{ mm}$$

$$d_{a2} \leq [z_2 + 2(1 + x)]m_0 = [67 + 2(1 + 0)] \cdot 1,5 = 103,5 \text{ mm} \rightarrow d_{a1} = 103 \text{ mm}$$

$$d_{b1} = d_{o1} \cdot \cos \alpha_0 = 57 \cdot \cos 20^\circ = 53,6 \text{ mm}$$

$$d_{b2} = d_{o2} \cdot \cos \alpha_0 = 100,5 \cdot \cos 20^\circ = 94,4 \text{ mm}$$

$$d_{f1} = (z_1 - 2,5)m_0 = (38 - 2,5) \cdot 1,5 = 53,3 \text{ mm}$$

$$d_{f2} = (z_2 - 2,5)m_0 = (67 - 2,5) \cdot 1,5 = 96,8 \text{ mm}$$

I es comprova que el valor del diàmetre de cap no supera el diàmetre màxim de cap per a evitar la interferència:

$$d_{a1\max} = d_{b1} \sqrt{1 + (1 + i)^2 (\tan \alpha')^2} = 53,6 \sqrt{1 + (1 + 1,76)^2 (\tan 20^\circ)^2} = 75,9 \text{ mm}$$

$$d_{a2\max} = d_{b2} \sqrt{1 + (1 + \frac{1}{i})^2 (\tan \alpha')^2} = 94,4 \sqrt{1 + (1 + \frac{1}{1,76})^2 (\tan 20^\circ)^2} = 108,7 \text{ mm}$$

Els diàmetres límit d'evolvent, per tant, són els següents:

$$\begin{aligned} d_{inv1} &= d_{o1} \cos \alpha_0 \sqrt{1 + \left(\tan \alpha_0 - \frac{4 \cdot (1 - x)}{z \sin(2 \cdot \alpha_0)} \right)^2} = \\ &= 57 \cos 20^\circ \sqrt{1 + \left(\tan 20^\circ - \frac{4 \cdot (1 - 0)}{z \sin(2 \cdot 20^\circ)} \right)^2} = 54,6 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d_{inv2} &= d_{o2} \cos \alpha_0 \sqrt{1 + \left(\tan \alpha_0 - \frac{4 \cdot (1 - x)}{z \sin(2 \cdot \alpha_0)} \right)^2} = \\ &= 100,5 \cos 20^\circ \sqrt{1 + \left(\tan 20^\circ - \frac{4 \cdot (1 - 0)}{z \sin(2 \cdot 20^\circ)} \right)^2} = 97,9 \text{ mm} \end{aligned}$$

I es verifica la condició d'interferència de funcionament per la qual el diàmetre actiu de peu de la roda d_A ha de ser superior al diàmetre límit d'evolvent d_{inv} :

$$d_{A1} = d_{b1} \sqrt{1 + \left[i \sqrt{\left(\frac{d_{a2}}{d_{b2}} \right)^2 - 1} - (1+i) \tan \alpha' \right]^2}$$

$$= 53,6 \sqrt{1 + \left[1,76 \sqrt{\left(\frac{103}{94,4} \right)^2 - 1} - (1+1,76) \tan 20^\circ \right]^2} = 55,1 \text{ mm} \geq 54,6 \text{ mm}$$

$$d_{A2} = d_{b2} \sqrt{1 + \left[\frac{1}{i} \sqrt{\left(\frac{d_{a1}}{d_{b1}} \right)^2 - 1} - \left(1 + \frac{1}{i}\right) \tan \alpha' \right]^2}$$

$$= 94,4 \sqrt{1 + \left[\frac{1}{1,76} \sqrt{\left(\frac{59}{53,6} \right)^2 - 1} - \left(1 + \frac{1}{1,76}\right) \tan 20^\circ \right]^2} = 98,8 \text{ mm} \geq 97,9 \text{ mm}$$

Es calcula el recobriment, que es recomana que sigui superior a 1,2. Cosa que garanteix que sempre hi ha més d'una parella de dents en contacte:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{z_1}{2\pi} \left[\sqrt{\left(\frac{d_{a1}}{d_{b1}} \right)^2 - 1} - \tan \alpha' \right] - \frac{z_2}{2\pi} \left[\sqrt{\left(\frac{d_{a2}}{d_{b2}} \right)^2 - 1} - \tan \alpha' \right]$$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{38}{2\pi} \left[\sqrt{\left(\frac{59}{53,6} \right)^2 - 1} - \tan 20^\circ \right] - \frac{67}{2\pi} \left[\sqrt{\left(\frac{103}{94,4} \right)^2 - 1} - \tan 20^\circ \right] = 1,35 > 1,2$$

Paràmetres de funcionament

Donats els paràmetres de generació es determinen el paràmetres de funcionament de l'engrenatge. Cal tenir en compte que es considera el desplaçament nul ($x=0$), per tant el valor de l'angle de pressió és idèntic al valor de funcionament i el de generació:

$$d'_1 = d_{o1} = 57 \text{ mm} ; d'_2 = d_{o2} = 100,5 \text{ mm} ; a' = \frac{d'_1 + d'_2}{2} = 78,75 \text{ mm}$$

$$m' = m_0 = 1,5 \text{ mm} ; p' = p_0 = m_0 \cdot \pi = 1,5 \cdot \pi = 4,71 \text{ mm} ; \alpha' = \alpha_0 = 20^\circ$$

$$h_a = \frac{(d_a - d_0)}{2}$$

$$h_{a1} = \frac{(d_{a1} - d_{01})}{2} = \frac{(59 - 57)}{2} = 1mm$$

$$h_{a2} = \frac{(d_{a2} - d_{02})}{2} = \frac{(103 - 100,5)}{2} = 1,25mm$$

$$h_{inv} = \frac{(d_0 - d_{inv})}{2}$$

$$h_{inv1} = \frac{(d_{01} - d_{inv1})}{2} = \frac{(57 - 54,6)}{2} = 1,2mm$$

$$h_{inv2} = \frac{(d_{02} - d_{inv2})}{2} = \frac{(100,5 - 97,9)}{2} = 1,3mm$$

$$h_f = \frac{(d_0 - d_f)}{2}$$

$$h_{f1} = \frac{(d_{01} - d_{f1})}{2} = \frac{(57 - 53,3)}{2} = 1,85mm$$

$$h_{f2} = \frac{(d_{02} - d_{f2})}{2} = \frac{(100,5 - 96,8)}{2} = 1,85mm$$

Comprovació a fatiga en el peu de la dent

Es comprova l'engrenatge a fatiga en el peu de la dent segons la normativa ISO 6336.

Aquest mètode considera únicament la tensió a peu de la dent causada per la flexió negligint la causada per la component radial i per la component tallant.

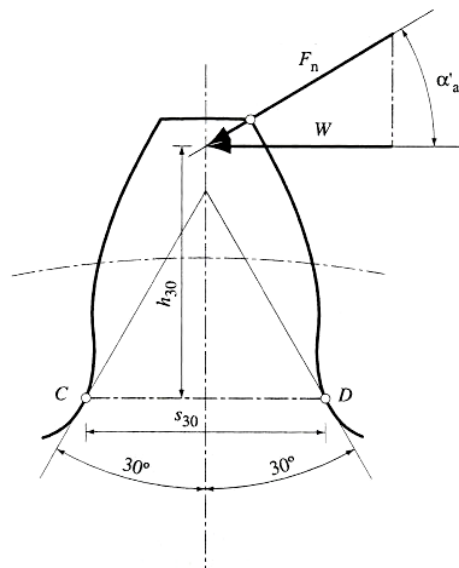


Fig. A.4.3.1. Consideracions del mètode ISO

Font: QUADERN CM3, Departament d'enginyeria mecànica ETSEIB-UPC

Per tant, la tensió al peu de la dent es calcula de la manera següent:

$$\sigma_{b1} = \frac{F_t}{b \cdot m_0} Y_{F1} \cdot Y_\epsilon ; \quad \sigma_{b2} = \frac{F_t}{b \cdot m_0} Y_{F2} \cdot Y_\epsilon$$

Per a aquest càlcul cal conèixer el factor de forma Y_F que s'obté del diagrama següent:

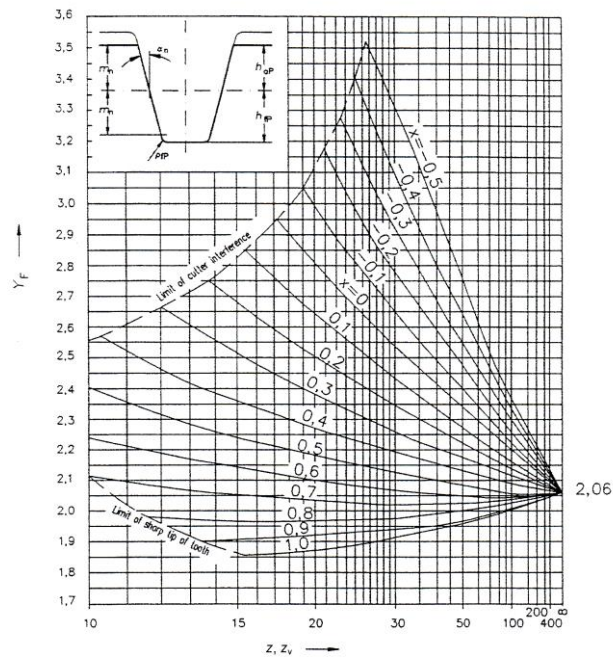


Fig. A.4.3.1. Consideracions del mètode ISO

Font: QUADERN CM3, Departament d'enginyeria mecànica ETSEIB-UPC

I el coeficient de recobriment Y_ε , que és la inversa del recobriment ε_α .

Per tant:

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{1,35} = 0,74$$

$$Y_{F1} = 2,4$$

$$Y_{F2} = 2,3$$

S'introdueixen a l'equació els factors de càlcul K_A , K_V i K_M , que permeten millorar l'aproximació de la força F_t respecte a la que realment actuarà en l'engrenatge. Es pren un factor de servei $K_A=0,8$ ja que es considera un funcionament amb irregularitat moderada comandada per un motor elèctric en funcionament menys de 12 h/dia. El factor de velocitat $K_V=0,8$ en tractar-se d'un engranatge de bona qualitat comercial i amb una velocitat perifèrica $v'=6,4$ m/s. Finalment el factor de distribució de la càrrega $K_M=1$ ja que es tracta

d'un dentat normal amb una relació b/d'_1 molt inferior a 1. Per tant de càlcul de σ_b queda de la manera següent:

$$\sigma_{b1} = \frac{2M_{t1}}{d'_1 \cdot b \cdot m_0} Y_{F1} \cdot Y_\varepsilon \frac{1}{K_A \cdot K_V \cdot K_M} = \frac{2 \cdot 1,26 \cdot 1000}{57 \cdot 15 \cdot 1,5} 2,4 \cdot 0,74 \frac{1}{0,8 \cdot 0,8 \cdot 1} = 10,9 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{b2} = \frac{2M_{t1}}{d'_1 \cdot b \cdot m_0} Y_{F2} \cdot Y_\varepsilon \frac{1}{K_A \cdot K_V \cdot K_M} = \frac{2 \cdot 1,26 \cdot 1000}{57 \cdot 15 \cdot 1,5} 2,3 \cdot 0,74 \frac{1}{0,8 \cdot 0,8 \cdot 1} = 10,5 \text{ MPa}$$

S'observa, per tant, que la sol·licitació al peu de la dent causada per la flexió està molt lluny de la σ_{blim} , que per als acers aliats és d'uns 150 MPa. Aquest paràmetre és la tensió a la qual la roda dentada duraria 10^7 cicles amb una probabilitat de fallada de l'1 %.

Comprovació a fatiga superficial

Es duu a terme la comprovació a fatiga superficial segons el mètode ISO 6336, segons el qual la sol·licitació causada per la pressió superficial de Hertz en el cas d'engranatges cilíndrics d'eixos paral·lels i dentat recte pren la forma següent:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_{t1}}{d'_1 \cdot b} \frac{i+1}{i} \frac{1}{K_A \cdot K_V \cdot K_M}} Z_c \cdot Z_E = \sqrt{\frac{2M_{t1}}{d'^2_1 \cdot b} \frac{i+1}{i} \frac{1}{K_A \cdot K_V \cdot K_M}} Z_c \cdot Z_E$$

d'on Z_E és el factor de material que per a l'acer és $271,11 \text{ (N/mm}^2\text{)}^{0,5}$ i el factor geomètric Z_c :

$$Z_c = \sqrt{\frac{1}{\sin \alpha' \cos \alpha'}} = \sqrt{\frac{1}{\sin 20^\circ \cos 20^\circ}} = 1,76$$

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{2M_{t1}}{d'^2_1 \cdot b} \frac{i+1}{i} \frac{1}{K_A \cdot K_V \cdot K_M}} Z_c \cdot Z_E = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,26 \cdot 1000}{57^2 \cdot 15} \frac{1,76+1}{1,76} \frac{1}{0,8 \cdot 0,8 \cdot 1}} 271,11 \cdot 1,76$$

$$\sigma_H = 169,8 \text{ MPa}$$

La σ_{HLIM} més petita per a un acer és de 600 MPa que idènticament al cas anterior correspon a una duració de 10^7 cicles i a una probabilitat de fallada de l'1 %. Per tant, la vida de l'engranatge supera de llarg el que s'espera utilitzar l'engranatge.

Càlcul de rodaments de la caixa d'engranatges

En aquest apartat es calcula la càrrega a la qual estaran sotmesos els rodaments de la caixa d'engranatges i es comprova que no fallaran durant la vida útil de la màquina.

Es dibuixa amb aquest objectiu el diagrama del sòlid lliure de l'eix de la roda. Es tria el de la roda ja que la força d'engranatge així com els rodaments emprats són iguals per als dos eixos, però l'eix de la roda suporta un pes més gran, ja que la roda és més gran que el pinyó.

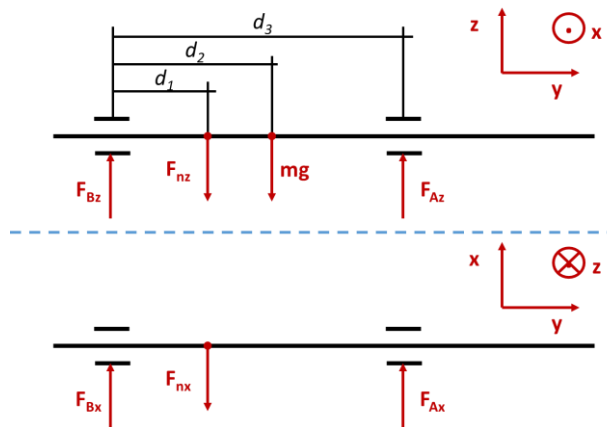


Fig. A.5.1. Diagrama del sòlid lliure de l'eix de la roda

Com s'observa, no s'ha considerat cap força radial en la sortida de l'eix ja que el fre s'acobla directament i només transmet el parell de frenada a l'arbre.

Per tant, es plantegen les equacions d'equilibri en el sistema de l'arbre secundari:

$$\sum F_x = 0 \Rightarrow F_{nx} = F_{Bx} + F_{Ax}$$

$$\sum F_z = 0 \Rightarrow F_{nz} + mg = F_{Bz} + F_{Az}$$

$$\sum M_x = 0 \Rightarrow F_{nx} \cdot d_1 = F_{Ax} \cdot d_3$$

$$\sum M_z = 0 \Rightarrow F_{nz} \cdot d_1 + mg \cdot d_2 = F_{Az} \cdot d_3$$

$$F_{Az} = \frac{F_{nz} \cdot d_1 + mg \cdot d_2}{d_3}$$

$$F_{Ax} = \frac{F_{nx} \cdot d_1}{d_3}$$

$$F_{Bz} = F_{nz} + mg - F_{Az}$$

$$F_{Bx} = F_{nx} - F_{Ax}$$

Considerant aquesta configuració cal tenir en compte que la roda té dues posicions possibles. El canvi de posició de la roda modifica tant d_1 (distància d'aplicació de la força d'engranatge), com d_2 (distància del centre de masses del conjunt eix-roda). La massa del conjunt eix-roda és de $m = 1,8 \text{ kg}$.

Determinació de la força d'engranatge

La força d'engranatge consta de la component tangencial que transmet el parell, la força radial i la força axial. En el cas concret de rodes de dentat recte aquesta última és nul·la. Per tant, es pot reduir la força d'engranatge en dues components: F_r i F_t' .

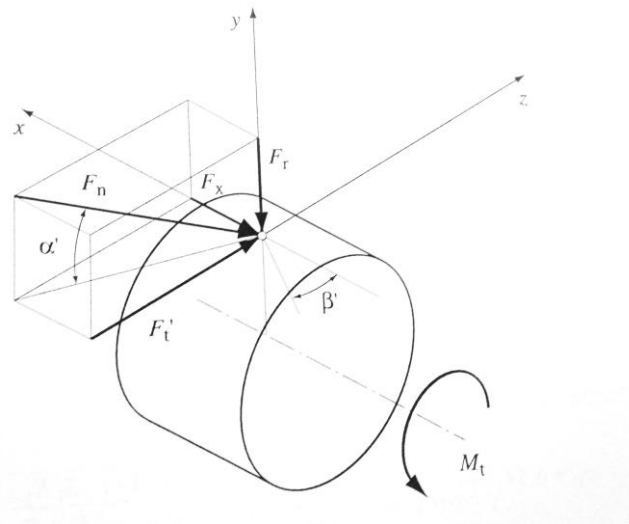


Fig. A.5.1.1. Components de la força de contacte en l'engranatge

Font: QUADERN CM3, Departament d'enginyeria mecànica ETSEIB-UPC

La força d'engranatge és calcula mitjançant les expressions següents:

$$F_t = \frac{2 \cdot M_t}{d'_1} = \frac{2 \cdot 1,26}{0,057} = 44,2 \text{ Nm} = F_{nz}$$

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha} = \frac{44,2}{\cos 20^\circ} = 47,0 \text{ Nm}$$

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha = 44,2 \cdot \tan 20^\circ = 16,1 \text{ Nm} = F_{nx}$$

Càlcul de les reaccions als rodaments

Com prèviament s'ha esmentat, hi ha dues configuracions possibles una on la distancia $d_1 = 46,6 \text{ mm}$ i $d_2 = 48 \text{ mm}$ i una altra configuració on $d_1 = 67,5 \text{ mm}$ i $d_2 = 64,2 \text{ mm}$. La distància entre el rodament A i B és de 96 mm .

El càlcul de les reaccions al rodament per a la primera configuració queda de la manera següent:

$$F_{Az} = \frac{F_{nz} \cdot d_1 + mg \cdot d_2}{d_3} = \frac{44,2 \cdot 46,6 + 1,8 \cdot g \cdot 48}{96} = 30,3 \text{ N}$$

$$F_{Ax} = \frac{F_{nx} \cdot d_1}{d_3} = \frac{16,1 \cdot 46,6}{96} = 7,8 \text{ N}$$

$$F_{Bz} = F_{nz} + mg - F_{Az} = 44,2 + 1,8 \cdot g - 30,3 = 31,6 \text{ N}$$

$$F_{Bx} = F_{nx} - F_{Ax} = 16,1 - 7,8 = 8,3 \text{ N}$$

Càlcul de sol·licitació a l'eix del rodament en mal estat

L'eix sobre el qual s'acobla el rodament en mal estat rep una càrrega en voladís. Per aquesta raó està constantment sotmès a flexió. És per això que es fa un estudi per a valorar si falla a flexió o a fatiga.

Anàlisi amb el MEF

En primera instància s'estudia si en algun punt de l'eix hi ha una càrrega interna suficient per a tenir una fallada estàtica. Per a aquest motiu s'utilitza el mètode dels elements finits (MEF). Aquesta anàlisi s'ha dut a terme amb el programari (*software*) Ansys Workbench, que és una eina específica per a aquest tipus d'anàlisi. En aquest programari, l'usuari pot importar un arxiu CAD que representi la geometria que es vol analitzar i introduir una sèrie de paràmetres propis del material del qual estarà composta la peça a analitzar, així com el nombre i la forma dels elements finits en els que es representarà. Posteriorment s'introdueixen les forces a les quals estarà sotmesa la peça i se simula la càrrega sobre cada punt del sòlid.

Diagrama del sòlid lliure

Per a simular els parells i les forces que s'aplicaran en el sòlid primer cal conèixer el diagrama del sòlid lliure de l'eix per a saber quins elements interactuaran amb aquest i de quina manera, per tal de fer una simulació que s'ajusti al màxim al comportament real de l'element.

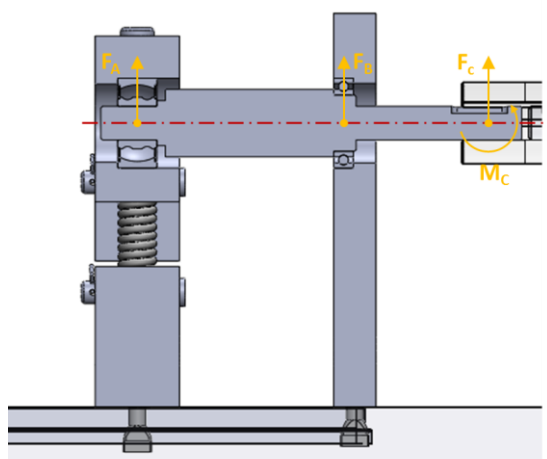


Fig. A.6.1.1. Diagrama del sòlid lliure

No obstant això, no és necessari conèixer el mòdul de les forces i moments en el suport dels rodaments rígids ni de l'acoblament. Ja que per a la simulació se suposen rígids i per tant se'n bloqueja el desplaçament en totes direccions.

D'aquesta manera l'única força que s'introdueix és una força de component vertical en el rodament a ròtula F_A . Aquest, a més, no introdueix cap moment al sistema.

Simulació

Per tant, s'introdueix la geometria en CAD al programa (*software*) de simulació i es defineixen com a paràmetres del material els preestablerts per a l'acer estructural: mòdul de Young $E=2 \cdot 10^5 \text{MPa}$, coeficient de Poisson de 0,3 i comportament isotròpic del material. Posteriorment es defineix un mallat, que serà el que definirà el nombre d'elements (la versió acadèmica d'aquest programari té limitat el nombre d'elements del mallat). Aquest mallat és de tipus hexagonal o tetraèdric depenent del segment de la peça. Els criteris de geometria i dimensió dels elements s'han refinat mitjançant prova i error tenint en compte la concentració de càrregues i la complexitat geomètrica.

D'aquesta manera, es fa una primera simulació per conèixer la deformada de la peça. Aquesta primera anàlisi es fa amb dos motius:

Validar que la deformada no sigui excessiva i pugui afectar el funcionament.

Validar que el desplaçament vertical introduït per la molla no és superior als 2 mm de recorregut dels quals disposa la molla.

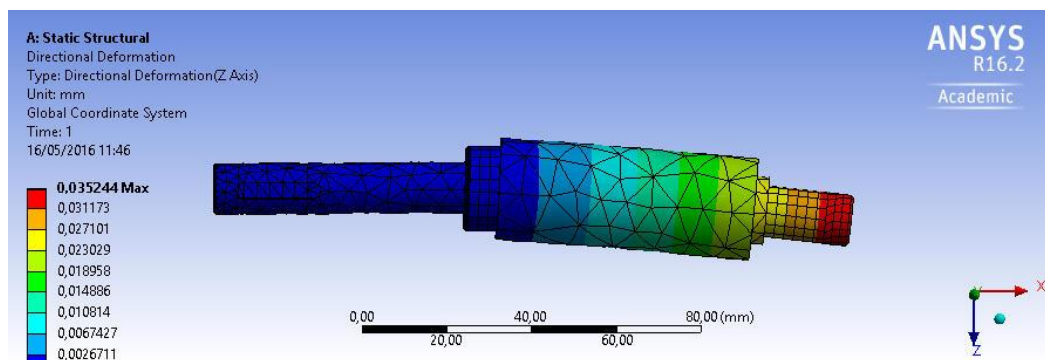


Fig. A.6.1.2. Deformada

Vist que la deformada màxima és de 0,03 mm, la simulació és viable. Cal dir que la força vertical que s'ha aplicat és la que correspon a la màxima elongació de la molla. En el cas de desplaçar-se uns 0,03 mm aquesta força seria lleugerament menor. S'ha de tenir en compte que el programari exagera la imatge per a donar sensació de deformació.

El pas següent és analitzar les tensions internes per a veure si en algun punt s'arriba a la fallada estàtica. Per a aquesta finalitat, i tenint en compte que es tracta d'un material dúctil, s'utilitza el criteri de Von Mises. La simulació indica la tensió equivalent de Von Mises a cada punt de l'eix indicant-ne el de màxima i el de mínima tensió.

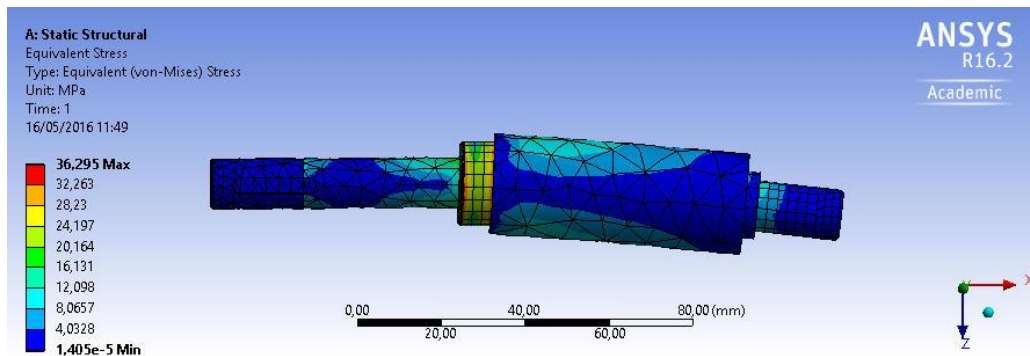


Fig. A.6.1.3. Tensió equivalent de Von Mises

Com es veu, la màxima tensió és de 36,3 MPa molt lluny del límit elàstic dels acers de baix aliatge que és de 680 MPa.

Càlcul de la claveta

Per a una claveta normalitzada DIN 6885 de mides conegudes es pot establir una força màxima a transmetre segons les seves dimensions.

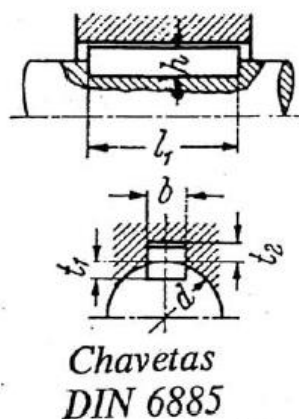


Fig. A.7.1. Dimensions d'una claveta DIN 6885

Així doncs, es pot definir la força a transmetre per a la xaveta com:

$$F_u = \frac{M_t}{d/2} = p \cdot (h - t_1) \cdot L$$

On L és la longitud útil, que normalment correspon a l_1 restant-hi b , i p és la pressió a la qual està sotmesa la secció de contacte.

Aquesta pressió p és la que limita les dimensions de disseny de la xaveta:

$$F_u \leq F_{adm} = p_{adm} \cdot (h - t_1) \cdot L \quad ; \quad L \geq \frac{F_u}{p_{adm} \cdot (h - t_1)} = \frac{2M_t}{p_{adm} \cdot (h - t_1) \cdot d}$$

La pressió admissible per a unions d'acer amb xocs lleugers és de 100 MPa.

L'element més exigent en aquest sentit del sistema és l'acoblament rígid a la sortida del motor ja que està sotmès al parell motor i subjecta un eix amb un diàmetre relativament petit.



Fig. A.7.2. Acoblament rígid amb claveter

El diàmetre de l'acoblament rígid és de 12 mm i les dimensions de la xaveta són $b=4mm$, $h=4mm$ i $t_1=2,5mm$. Tenint en compte que el parell motor és de $1,26 Nm$:

$$L \geq \frac{2 \cdot 1,26 \cdot 10^3}{100 \cdot (4 - 2,5) \cdot 2,5} = 6,7 mm \approx 7 mm$$

Per tant, tenint en compte que l'acoblament rígid dona una longitud de claveter de 21 mm per cada costat és de llarg suficient ($C_s \approx 3$).

B. Desglossament dels costos

En aquest annex es detalla el desglossament dels costos d'aprovisionament i fabricació dels elements que componen el banc. No es té en compte el cost d'enginyeria ni el de disseny. Es contemplen tres costos per separat: el cost de compra dels elements adquirits, el cost del material dels elements de fabricació pròpia i el cost de la pròpia fabricació d'aquests elements.

B.1. Components a comprar

En primer terme s'analitza el cost de tots aquells elements que es compren segons els preus de mercat que s'han pogut trobar. Val a dir que aquests preus poden variar en funció de l'oferta a cada moment, però serveixen per a establir una referència.

En el detall hi ha un seguit d'elements marcats amb un asterisc (*), aquests són elements que es poden reutilitzar del banc anterior i que, per tant, no cal adquirir. El cost total dels elements a comprar és de **1.501,12 €**. No obstant això, descomptant els elements que es poden reutilitzar és de **377,59 €**.

Bancada

Descripció	Unitats	Preu unitari	Cost
Potes de la bancada PAULSTRA 511156 (*)	4	3,20 €	12,80€

Motor

Descripció	Unitats	Preu unitari	Cost
Motor asíncron ABB 3GVA 071001-ASC (*)	1	124,00 €	124,00 €
Variador de freqüència DELTA VFD004L21B (*)	1	70,00 €	70,00 €

Fre

Descripció	Unitats	Preu unitari	Cost
Fre de partícules Magneta 14.422.04.230 (*)	1	900,00 €	900,00 €

Mòdul de simulació de desalineaments entre eixos

Descripció	Unitats	Preu unitari	Cost
Acoblament Paguflex PAGUFLEX 30 (*)	1	16,73 €	16,73 €
Acoblament rígid MICHAUD CHAILLY A5-280-12-12-1	1	60,96 €	60,96 €

Mòdul de simulació de fallades en rodaments

Descripció	Unitats	Preu unitari	Cost
Molla del tensor SODEMANN 32660	2	14,68 €	29,36 €
Rodament sèrie 2201 SKF E-2RS1TN9	1	35,72 €	35,72 €
Rodament sèrie 61804 SKF	3	20,51 €	61,53 €
Clip de retenció axial 1,3mm L=33mm	4	0,86 €	3,44 €

Mòdul de simulació de fallades en transmissions per corretja

Descripció	Unitats	Preu unitari	Cost
Politja D56 Fosa Optibelt SPZ 56	1	14,41 €	14,41 €
Politja D56 excèntrica Fosa Optibelt SPZ 56	1	14,41 €	14,41 €
Politja D106 Fosa Optibelt SPZ 106	2	18,53 €	18,53 €
Corretja Optibelt SUPER TX M=S XPZ L=710mm	1	4,00 €	4,00 €
Conjunt tensor Rosta 06011001	1	9,00 €	9,00 €
Corró tensor Rosta 06580001	1	17,00 €	17,00 €
Suport del tensor ABSR Rosta 6202808	1	3,65 €	3,65 €
Volandera elàstica per arbre 14x1 DIN 471 14x1	2	0,24 €	0,48 €
Xaveta paral·lela, forma A, 4x4x40 DIN 6885	2	0,35 €	0,70 €

Mòdul de simulació de fallades en rodes dentades

Descripció	Unitats	Preu unitari	Cost
Rodament sèrie 61903 SKF	4	3,79 €	15,16 €
Volandera elàstica per arbre 10x1 DIN 471 10x1	2	0,24 €	0,48 €
Volandera elàstica per arbre 12x1 DIN 471 12x1	1	0,24 €	0,24 €
Xaveta paral·lela, forma A, 6x6x28 DIN 6885	1	0,35 €	0,35 €
Xaveta paral·lela, forma A, 6x6x63 DIN 6885	1	0,48 €	0,48 €
Molla per fixació arbre mòbil	1	0,40 €	0,40 €
Bola fixació engranatge D=5mm	1	0,45 €	0,45 €

Elements d'us general

Descripció	Unitats	Preu unitari	Cost
Femella d'orelles M6 DIN 315	14	0,60 €	8,40 €
Cargol en T M6 x 40 DIN 787	14	4,44 €	62,16 €
Cargol Allen M4 x 10 ISO 4762	3	0,13 €	0,39 €
Cargol Allen M4 x 12 ISO 4762	1	0,14 €	0,14 €
Cargol Allen M4 x 15 ISO 4762	4	0,14 €	0,56 €
Cargol Allen M4 x 20 ISO 4762	2	0,15 €	0,30 €
Cargol Allen M5 x 12 ISO 4762	10	0,32 €	3,20 €
Cargol Allen M5 x 20 ISO 4762	4	0,36 €	1,44 €
Cargol Allen M5 x 30 ISO 4762	4	0,36 €	1,44 €
Cargol Allen M6 x 20 ISO 4762	1	0,41 €	0,41 €
Cargol Allen M6 x 25 ISO 4762	2	0,46 €	0,92 €
Cargol Allen M8 x 16 ISO 4762	4	0,72 €	2,88 €
Espàrrec M6-30 22T.j=12 DIN 913	6	0,36 €	2,16 €
Femella M5	2	0,21 €	0,42 €
Femella H M6 ISO 4032	6	0,25 €	1,50 €
Volandera M6 N ISO 7089	6	0,02 €	0,12 €
Passadors per centratge ISO 8752 4x20	8	0,05 €	0,40 €

B.2. Cost dels materials per a la fabricació

En aquest subapartat es calculen els costos dels materials a utilitzar en la fabricació dels elements de producció pròpia. Per a això es calcula la massa de cadascun dels components a fabricar i es multiplica per un preu aproximat per quilogram de cada material.

Els cost total del material dels elements de fabricació pròpia és de **128,67€**.

B.2.1. Bancada

Descripció	Material	Uds.	Kg/ud.	€/Kg	Cost
Base angular	Alumini L3051	1	2,81	2,80	7,87 €
Base Lateral	Alumini L3051	1	1,45	2,80	4,05 €
Guia Base Lateral	Alumini L3051	1	0,09	2,80	0,24 €
Topall del motor	Alumini L3051	2	0,02	2,80	0,11 €
Articulació peça 1	Acer 16MnCr35	1	0,17	1,20	0,21 €
Articulació peça 2	Acer 16MnCr35	1	0,04	1,20	0,04 €
Bancada principal	Alumini L3051	1	25,41	2,80	71,16 €

B.2.2. Fre

Descripció	Material	Uds.	Kg/ud.	€/Kg	Cost
Suport del fre	Alumini L3051	1	0,36	2,80	1,02 €
Base del suport del fre	Alumini L3051	1	0,50	2,80	1,39 €

B.2.3. Mòdul de simulació de desalineaments entre eixos

Descripció	Material	Uds.	Kg/ud.	€/Kg	Cost
Eix del coixinet en bon estat	Acer 16MnCr35	1	0,18	1,20	0,22 €
Eix de l'acoblament rígid al fre	Acer 16MnCr35	1	0,18	1,20	0,22 €
Suport del rodament	Alumini L3051	1	0,65	2,80	1,81 €

B.2.4. Mòdul de simulació de fallades en rodaments

Descripció	Material	Uds.	Kg/ud.	€/Kg	Cost
Suport del rodament en mal estat	Alumini L3051	1	0,72	2,80	2,02 €
Eix del rodament en mal estat	Acer 16MnCr35	1	0,31	1,20	0,37 €
Base del Tensor	Alumini L3051	1	0,58	2,80	1,63 €
Suport rodament tensor	Alumini L3051	1	0,51	2,80	1,44 €
Guia del tensor	Alumini L3051	2	0,03	2,80	0,19 €
Passador suport de la molla	Acer 16MnCr35	4	0,01	1,20	0,07 €

B.2.5. Mòdul de simulació de fallades en transmissions per corretja

Descripció	Material	Uds.	Kg/ud.	€/Kg	Cost
Bancada Politges	Alumini L3051	1	0,03	2,80	0,19 €
Paret Politges	Alumini L3051	2	0,01	1,20	0,07 €
Eix politges grans	Acer 16MnCr35	1	0,03	2,80	0,19 €
Eix politges petites	Acer 16MnCr35	1	0,01	1,20	0,07 €
Separador Politges grans	Alumini L3051	1	0,01	2,80	0,02 €
Separador Politges petites	Alumini L3051	1	0,00	2,80	0,01 €

B.2.6. Mòdul de simulació de fallades en rodes dentades

Descripció	Material	Uds.	Kg/ud.	€/Kg	Cost
Base de la caixa d'engranatges	Alumini L3051	1	1,53	2,80	4,29 €
Paret 1 de la caixa d'engranatges	Alumini L3051	2	0,56	2,80	3,13 €
Tapa de la caixa d'engranatges	PMMA	1	0,31	3,20	0,98 €
Paret 2 de la caixa d'engranatges	Alumini L3051	1	1,35	2,80	3,77 €
Paret 3 de la caixa d'engranatges	Alumini L3051	1	1,35	2,80	3,77 €
Arbre secundari	Acer 16MnCr35	1	0,33	1,20	0,39 €
Pinyó	Acer 37Cr7	1	0,60	1,20	0,72 €
Roda	Acer 37Cr7	1	1,49	1,20	1,79 €
Selector peça 1	Alumini L3051	1	0,11	2,80	0,31 €
Selector peça 2	Alumini L3051	1	0,02	2,80	0,06 €
Arbre primari	Acer 16MnCr35	1	0,32	1,20	0,38 €
Eix desplaçament roda	Acer 16MnCr35	1	0,13	1,20	0,16 €
Tapa del rodament amb forat	Alumini L3051	2	0,04	2,80	0,24 €
Tapa del rodament sense forat	Alumini L3051	2	0,06	2,80	0,31 €

B.3. Costos de fabricació

Per últim es desglossa el cost de fabricació. Per a calcular aquest cost s'estima a partir del plànol i la geometria de la peça un temps de màquina per a la seva fabricació. Aquest temps de màquina es valora en 25€/h i per tant 0,42€/min.

A partir d'aquest càlcul s'obté un cost de les peces a fabricar de **1.110,9 €**, el detall dels quals es mostra a continuació.

B.3.1. Bancada

Descripció	Material	Uds.	min/ud.	€/min	Cost
Base angular	Alumini L3051	1	40	0,42	16,8 €
Base Lateral	Alumini L3051	1	30	0,42	12,6 €
Guia Base Lateral	Alumini L3051	1	20	0,42	8,4 €
Topall del motor	Alumini L3051	2	10	0,42	8,4 €
Articulació peça 1	Acer 16MnCr35	1	15	0,42	6,3 €
Articulació peça 2	Acer 16MnCr35	1	10	0,42	4,2 €
Bancada principal	Alumini L3051	1	480	0,42	201,6 €

B.3.2. Fre

Descripció	Material	Uds.	min/ud.	€/min	Cost
Suport del fre	Alumini L3051	1	15	0,42	6,3 €
Base del suport del fre	Alumini L3051	1	10	0,42	4,2 €

B.3.3. Mòdul de simulació de desalineaments entre eixos

Descripció	Material	Uds.	min/ud.	€/min	Cost
Eix del coixinet en bon estat	Acer 16MnCr35	1	40	0,42	16,8 €
Eix de l'acoblament rígid al fre	Acer 16MnCr35	1	40	0,42	16,8 €
Suport del rodament	Alumini L3051	1	20	0,42	8,4 €

B.3.4. Mòdul de simulació de fallades en rodaments

Descripció	Material	Uds.	min/ud.	€/min	Cost
Suport del rodament en mal estat	Alumini L3051	1	30	0,42	12,6 €
Eix del rodament en mal estat	Acer 16MnCr35	1	40	0,42	16,8 €
Base del Tensor	Alumini L3051	1	60	0,42	25,2 €
Suport rodament tensor	Alumini L3051	1	60	0,42	25,2 €
Guia del tensor	Alumini L3051	2	20	0,42	16,8 €
Passador suport de la molla	Acer 16MnCr35	4	10	0,42	16,8 €

B.3.5. Mòdul de simulació de fallades en transmissions per corretja

Descripció	Material	Uds.	min/ud.	€/min	Cost
Bancada Politges	Alumini L3051	1	40	0,42	16,8 €
Paret Politges	Alumini L3051	2	40	0,42	33,6 €
Eix politges grans	Acer 16MnCr35	1	50	0,42	21 €
Eix politges petites	Acer 16MnCr35	1	50	0,42	21 €
Politja D56 Fosa Optibelt SPZ 56	Segons fabricant	1	10	0,42	4,2 €
Politja D106 Fosa Optibelt SPZ 106	Segons fabricant	1	10	0,42	4,2 €
Politja D106 excèntrica Fosa Optibelt SPZ 106	Segons fabricant	1	10	0,42	4,2 €
Separador Politges grans	Alumini L3051	1	10	0,42	4,2 €
Separador Politges petites	Alumini L3051	1	10	0,42	4,2 €

B.3.6. Mòdul de simulació de fallades en rodes dentades

Descripció	Material	min/ud.	€/min	Cost	min/ud.
Base de la caixa d'engranatges	Alumini L3051	1	40	0,42	16,8 €
Paret 1 de la caixa d'engranatges	Alumini L3051	2	20	0,42	16,8 €
Tapa de la caixa d'engranatges	PMMA	1	20	0,42	8,4 €
Paret 2 de la caixa d'engranatges	Alumini L3051	1	20	0,42	8,4 €
Paret 3 de la caixa d'engranatges	Alumini L3051	1	20	0,42	8,4 €
Arbre secundari	Acer 16MnCr35	1	60	0,42	25,2 €
Pinyó	Acer 37Cr7	1	480	0,42	201,6 €
Roda	Acer 37Cr7	1	480	0,42	201,6 €
Selector peça 1	Alumini L3051	1	20	0,42	8,4 €
Selector peça 2	Alumini L3051	1	10	0,42	4,2 €
Arbre primari	Acer 16MnCr35	1	60	0,42	25,2 €
Eix desplaçament roda	Acer 16MnCr35	1	25	0,42	10,5 €
Tapa del rodament amb forat	Alumini L3051	2	30	0,42	25,2 €
Tapa del rodament sense forat	Alumini L3051	2	30	0,42	25,2 €

C. Catàlegs





































C.1. Motor



Power and productivity
for a better world™ **ABB**

General information

Mounting arrangements

Foot-mounted motor						Product code pos. 12
Code I / code II						
						A: foot-mounted, term. box top R: foot-mounted, term. box RHS L: foot-mounted, term. box LHS
IM E3 IM 1001	IM V5 IM 1011	IM V6 IM 1031	IM B6 IM 1051	IM B7 IM 1061	IM B8 IM 1071	
Flange-mounted motor, large flange						Product code pos. 12
Code I / code II						
						B: flange mounted, large flange
IM B5 IM 3001	IM V1 IM 3011	IM V3 IM 3031	IM 3051	IM 3061	IM 3071	
Flange-mounted motor, small flange						Product code pos. 12
Code I / code II						
						C: flange mounted, small flange
IM B4 IM 3001	IM V19 IM 3011	IM V19 IM 3031	IM 3051	IM 3061	IM 3071	
Foot- and flange-mounted motor with feet, large flange						Product code pos. 12
Code I / code II						
						H: foot/flange-mounted, term. box top R: foot/flange-mounted, term. box RHS L: foot/flange-mounted, term. box LHS
IM B35 IM 2001	IM V15 IM 2011	IM V35 IM 2031	IM 2051	IM 2061	IM 2071	
Foot- and flange-mounted motor with feet, small flange						Product code pos. 12
Code I / code II						
						J: foot/flange-mounted, small flange
IM B34 IM 2101	IM V17 IM 2111	IM 2131	IM 2151	IM 2161	IM 2171	
Foot-mounted motor, shaft with free extensions						Product code pos. 12
Code I / code II						
						
IM 1002	IM 1012	IM 1032	IM 1052	IM 1062	IM 1072	

*) Not stated in IEC 60034-7.

Note: If the motor is mounted shaft upwards, take measures to prevent water or any other liquid from running down the shaft into the motor.

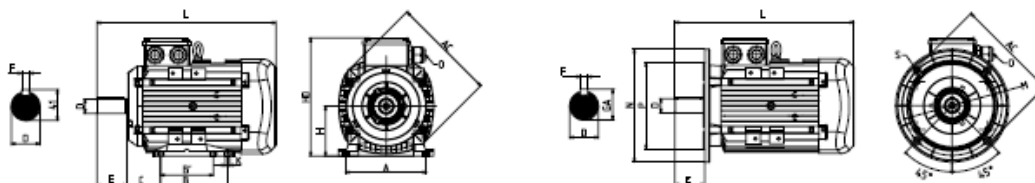
Technical data IE1 aluminum motors, 3000 r/min

IP 55 - IC 411 - Insulation class F, temperature rise class B
IE1 efficiency class according to IEC 60034-30-1; 2014

Output kW	Motor type	Product code	Speed r/min	Efficiency IEC 60034-30-1; 2014			Power factor Cosφ	Current Torque					Moment of inertia J = 1/4 GD ² /kgm ²	Weight kg	Sound pressure Level L _{WA} dB
				Full load 100%	3/4 load 75%	1/2 load 50%		I _n A	I ₁ /I _n	T _e Nm	T ₁ /T _e	T ₂ /T _e			
3000 r/min = 2 poles				400 V 50 Hz			CENELEC-design								
0.18	M1AA 63 A	3GAA061061-***A	2800	61.8	62.8	59.4	0.78	0.55	4.2	0.61	2.3	2.4	0.00017	5	52
0.25	M1AA 63 B	3GAA061062-***A	2800	64.9	65.7	62.3	0.80	0.70	4.2	0.85	2.2	2.3	0.00022	6	52
0.37	M1AA 71 A	3GAA071061-***A	2800	65.7	66.7	63.2	0.80	1.07	4.3	1.26	2.0	2.4	0.00026	7	54
0.55	M1AA 71 B	3GAA071062-***A	2820	67.7	68.7	66.1	0.84	1.40	5.0	1.86	2.2	2.5	0.00036	8	54
0.75	M1AA 80 A	3GAA081061-***A	2840	72.1	71.7	68.5	0.83	1.80	5.2	2.5	2.2	2.6	0.00068	10	58
1.1	M1AA 80 B	3GAA081062-***A	2850	75.0	75.1	72.7	0.85	2.4	6.0	3.7	2.6	2.9	0.00109	11	58
1.5	M1AA 90 SA	3GAA091061-***A	2890	77.2	76.7	73.8	0.84	3.4	6.3	5.0	2.6	3.1	0.00127	14	62
2.2	M1AA 90 LA	3GAA091062-***A	2890	79.7	80.3	79.2	0.88	4.6	6.9	7.3	2.6	3.2	0.00162	16	62
3	M1AA 100 LA	3GAA101061-***A	2870	81.5	82.0	80.9	0.87	6.1	7.1	10.0	2.8	3.5	0.00241	21	65
4	M1AA 112 MA	3GAA111061-***A	2885	83.1	83.3	81.6	0.90	7.6	7.6	13.2	2.9	3.8	0.00304	29	67
5.5	M1AA 132 SA	3GAA131061-***A	2900	84.7	84.6	82.9	0.89	10.5	7.9	18.1	3.0	3.7	0.01109	34	70
7.5	M1AA 132 SC	3GAA131062-***A	2900	86.0	85.6	83.9	0.91	13.8	7.9	24.7	3.4	4.1	0.01410	41	70
11	M1AA 160 MLA	3GAA161061-***A	2900	87.6	87.3	86.0	0.91	20.0	6.9	36.2	2.5	3.6	0.02644	69	71
15	M1AA 160 MLB	3GAA161062-***A	2910	88.7	89.1	88.6	0.91	26.7	7.0	49.2	2.7	3.5	0.03317	76	71
18.5	M1AA 160 MLC	3GAA161063-***A	2920	89.3	89.7	89.1	0.91	32.8	7.0	60.5	2.6	3.5	0.04075	91	71
22	M1AA 180 MLA	3GAA181061-***A	2940	89.9	89.9	88.8	0.92	38.4	7.0	71.4	2.6	3.5	0.06193	114	77
30	M1AA 200 MLA	3GAA201061-***A	2945	90.7	90.1	88.3	0.89	55.2	7.0	97.3	2.4	3.5	0.11917	148	80
37	M1AA 200 MLB	3GAA201062-***A	2950	91.2	90.6	88.8	0.89	65.5	7.0	120	2.4	3.5	0.13885	167	80
45	M1AA 225 SMA	3GAA221061-***A	2950	91.7	91.4	89.9	0.89	82.2	7.0	145	2.3	3.5	0.19833	206	81
55	M1AA 250 SMA	3GAA251061-***A	2955	92.1	91.8	90.3	0.90	96.2	7.0	177	2.3	3.5	0.23605	235	81

*Not IE1 motor

Dimension drawings IE1 General performance aluminum motors, sizes 63 - 250



Foot-mounted motor IM1001, B3 and Flange-mounted motor IM 3001, B5

IE1 General performance aluminum motors

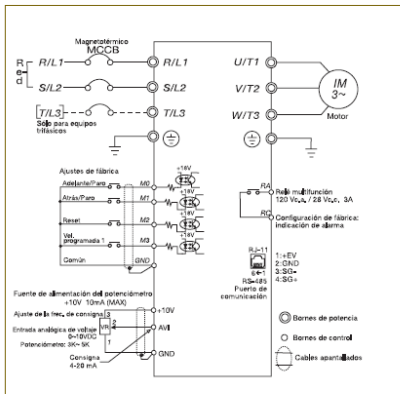
Motor size	IM 1001, IM B3 and IM3001, IM B5						IM 1001, IM B3				IM 3001, IM B5									
	D poles 2	4-8	GA poles 2	4-8	F poles 2	4-8	E poles 2	4-8	L max poles 2	4-8	A	B'	B	C	HD	K	M	N	P	S
M1AA 63	11	11	12,5	12,5	4	4	23	23	219,5	219,5	100	90	-	40	174	7	115	95	140	10
71	14	14	16	16	5	5	30	30	252,5	252,5	112	90	-	45	190	7	130	110	160	10
80	19	19	21,5	21,5	6	6	40	40	283,5	283,5	125	100	-	50	195	10	165	130	200	12
90S	24	24	27	27	8	8	50	50	296,5	296,5	140	100	-	56	222	10	165	130	200	12
90L	24	24	27	27	8	8	50	50	316,5	316,5	140	100	125	56	222	10	165	130	200	12
100	28	28	31	31	8	8	60	60	352	352	160	140	-	63	241	12	215	180	250	15
112	28	28	31	31	8	8	60	60	365,5	365,5	190	140	-	70	261	12	215	180	250	15
132S	38	38	41	41	10	10	80	80	440,5	440,5	216	140	-	89	314	12	285	230	300	15
132M	38	38	41	41	10	10	80	80	475,5	475,5	216	140	178	89	314	12	285	230	300	15
160	42	42	45	45	12	12	110	110	576	576	254	210	254	108	390	15	300	250	350	19
180	48	48	51,5	51,5	14	14	110	110	629	629	279	241	279	121	428	15	300	250	350	19
200	55	55	59	59	16	16	110	110	665	665	318	305	-	133	461	19	350	300	400	19
225	55	60	59	59	16	18	110	140	735	765	356	286	311	149	504	19	400	350	450	19
250	60	65	64	69	18	18	140	140	784	784	405	349	-	168	520	24	500	450	550	19

90LD 4-pole L=344,5

Motor size	IM 3001, IM B14				Tolerances
	M	N	P	S	
63	75	60	90	M5	A,B ±0,4
71	85	70	105	M6	D ISO h6 < Ø 50 mm
80	100	80	120	M6	D ISO m6 > Ø 50 mm
90	115	95	140	M8	F ISO h9
100	130	110	160	M8	H -0,5
112	130	110	160	M8	N ISO j6
132	165	130	200	M10	C ±0,8

C.2. Variador de frecuencia

Conexión básico



Notas:

- 1) Los modelos monofásicos deben alimentarse mediante los bornes R/L1 y S/L2.
- 2) Los modelos VFD002L21A, VFD004L21A y VFD007L21A, pueden alimentarse en una red trifásica a 230V, conectar R/L1, S/L2, T/L3.

La excelencia viene en envase pequeño **VFD-L**

Convertidores de frecuencia para motores hasta 0,75 kW



ASIA: DELTA ELECTRONICS, INC., Taiwan
 NORTH/SOUTH AMERICA: DELTA PRODUCTS CORPORATION, U.S.A.
 EUROPA: DELTA ELECTRONICS, INC., Verbekehorst
 JAPAN: DELTA ELECTRONIC, INC., Japan
 www.deltawww.com



ISO-9001 REGISTERED



Distribuidor para España y Portugal
 Albas, 80
 08070 BARCELONA
 TEL 93 300 03 57 - Fax 93 309 64 79
 www.mecanica.com
 mecanica@meconad.com



DELTA ELECTRONICS, INC.

DELTA destaca internacionalmente como proveedor global de componentes y equipos electrónicos, siendo uno de los principales consumidores de ESEB del planeta, por lo que sus variadores de frecuencia ofrecen altas niveles de calidad a bajos niveles de coste.

- Filtro de RFI incorporado
- Frecuencia de salida hasta 400Hz
- Dimensiones muy compactas
- Potenciómetro incorporado al panel de programación
- Motor muy silencioso (frecuencia portadora hasta 10kHz)
- Rampas en "S" (7 niveles a escoger)
- Comunicación MODBUS de serie, Profibus-DP: opcional
- Rearme "al vuelo", tras un fallo momentáneo de la red
- Aceleración/deceleración automáticas
- Compensación de deslizamiento
- Ciclo automático programable de velocidades/tiempos
- Preparado para montaje sobre rail DIN

DELTA VFD-L



Convertidores de frecuencia para motores hasta 0,75 kW

Dentro de su reducido tamaño y mínimo peso se esconden las prestaciones más avanzadas para el control de pequeños motores sincrónicos.

El DELTA VFD-L comparte con sus hermanos mayores de la gama su robustez, su fiabilidad y su extrema facilidad de configuración, virtudes que les han hecho legendarios. Al igual que ellos, está abierto al mundo exterior a través E/S y de diferentes buses de campo (MODBUS sobre RS-485 de serie; Profibus-DP, LonWorks opcionales).

Rápida parametrización

¿Quién no se ha encontrado alguna vez un variador con más de doscientos parámetros, numerados linealmente desde el primero hasta el último? ¿Qué ocurre cuando hay que modificar el parámetro 98, por ejemplo? Pues que se pierde mucho tiempo pasando parámetros, hasta llegar al que nos interesa.

La forma de programar parámetros está racionalizada en los variadores VFD-L, gracias a que están agrupados por funciones en nueve bloques. Cada bloque tiene, como máximo, 20 parámetros.

Para modificar un parámetro, primeramente accedemos al bloque que le corresponde, y después al parámetro.

¡Haga la prueba! Vea lo rápido que se programa de este modo.

Si después de modificar un parámetro, hay que volverlo a retocar, no tendrá que buscarlo de nuevo. Al entrar en programación, el variador va al último parámetro que fue modificado. ¡Así da gusto trabajar!

Aceleración / deceleración automáticas

No siempre es fácil acertar las rampas de aceleración / deceleración adecuadas para una aplicación, tanto más si las condiciones de carga varían mucho de un trabajo a otro.

Los variadores VFD-L se lo ponen fácil, ya que tienen la posibilidad de establecer por sí mismos las rampas ideales para una parada rápida y suave al mismo tiempo. (Pr-1-16).

Motores de alta velocidad

Mientras que muchos variadores de pequeña potencia llegan sólo hasta los 200 Hz, los VFD-L pueden llegar hasta los 400 Hz de salida.

Esta prestación les permite accionar motores de alta velocidad, para el trabajo de la madera, en los cuales se requieren velocidades de hasta 24.000 rpm.

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

		SERIE L	
Clase de Voltaje		Clase 230 V	
Talla del equipo VFD-□□□L21		VFD002L21B	VFD004L21B
Potencia Máx. de motor (kW)		0,2	0,4
Potencia aparente nominal (kVA)		0,6	1,0
Corriente de salida nominal (A)		1,6	2,5
Voltaje máximo de salida (V)		Proporcional al voltaje de entrada	
Frecuencia nominal (Hz)		1,0 a 400 Hz	
Corriente de entrada nominal (A)		4,9	6,5
Voltaje / Frecuencia nominal		Mónofásico = 160 a 264 V/50 + 60/60 Hz	
Filtro de RFI		Incorporado	
Tolerancia de frecuencia		± 5%	
Sistema de Control		SPWM (Modulación sinusoidal por ancho de pulso, freq. 3kHz-10kHz)	
Resolución de la frecuencia de salida		0,1 Hz	
Características del par		Incluyendo la compensación del par y la compensación de deslizamiento, el par de arranque puede ser 300% a 2Hz	
Capacidad de sobrecarga		150% de la corriente nominal durante 1 minuto	
Tiempo de aceleración/deceleración		0,1 a 600 segundos (2 configuraciones independientes para el tiempo de aceleración/deceleración)	
Modelo V/F		Modulo V/F ajustable	
Nivel de prevención contra bloqueo		Ajuste del 20 al 200% de la corriente nominal	
Características operativas	Ajuste de la frecuencia	Panel de Programación	Ajuste mediante teclas CE o el potenciómetro
	Señal externa	Señal externa	Potenciómetro-4k Ω, 0,5W, 0 a +10V ó 0 a +5V (impedancia de entrada 100 k Ω); interfaz RS-485, 4 a 20 mA (impedancia de entrada 250 Ω)
Características operativas	Señal de marcha/paro	Panel de Programación	Mediante teclas RUN, STOP
	Señal de entrada multifunción	Señal externa	M0 a M3 se pueden combinar para ofrecer varios modos de operación, interfaz serie RS-485 (MODBUS)
Características operativas	Indicación de salida multifunción	3 velocidades, Jog, Interfaz Anal/Dig., selector primario/segundo Anal/Dig., contador, operación PLC, arranque "al vuelo"	
	Otras funciones	Variador en funcionamiento, frecuencia alcanzada, velocidad cero, indicación de alarma, indicación Local/Remoto, indicación funcionamiento PLC	
Características operativas	Protección	Rampas en "U", prevención de sobrecorriente crítica, memorización de fallos, frecuencia portadora ajustable, frenado i.c., renicio tras una falta de alimentación momentánea, Errores de frecuencia, protección y reset de parámetros, inhibición de marcha atrás	
	Refrigeración	Auto-diagnóstico, sobretensión, sobrecorriente, voltaje bajo, sobrecarga, sobrecalentamiento, fallo externo, corriente térmica crítica	
Características operativas	Ubicación	Ventilación forzada	
	Protección contra el polvo	Altitud Máx. 1.200 m, mantenimiento alejado de gases corrosivos, Equipo y polvo	
Características operativas	Temperatura ambiente	Grado 2	
	Temperatura en el almacenamiento	-10°C a +40°C (sin condensación ni escarcha)	
Características operativas	Humedad	-20°C a +80°C	
	Vibración	Por debajo del 80% RH (sin condensación)	
Características operativas	9,81 m/s² (1G) menos que 20 Hz, 5,88 m/s² (0,6G) entre 20 y 50 Hz		

Dimensiones (mm)

	SERIE L		
	Modelo	Peso (kg)	
1 x 230V	0,2	VFD002L21B	132
	0,4	VFD004L21B	66
	0,75	VFD007L21B	66

C.3. Fre

magneta

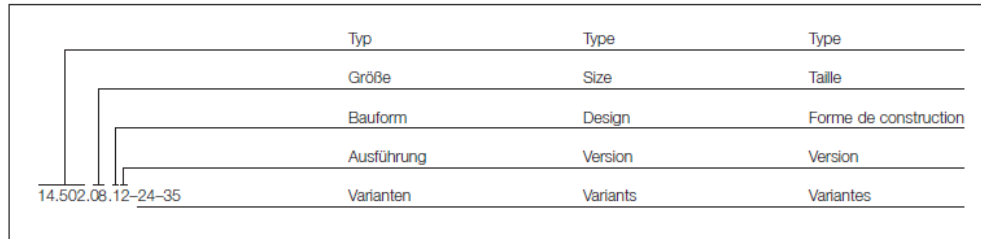
M
M_k
I_k

Magnetpulver-Kupplungen und -Bremsen
Regelgeräte

Magnetic particle clutches and brakes
Controllers

Embrayages et freins à poudre magnétique
Régulateurs

Typenschlüssel	Type code	Codification des types
-----------------------	------------------	-------------------------------



Typ
 14.501
 Kupplung mit Flachsteckeranschluß
 14.502
 Kupplung mit Schleifringen
 14.512
 Bremse mit Flachsteckeranschluß

Größe
 01, 02, 03, 04, 08, 16, 32

Bauform
 1 ohne Kühlkörper
 2 mit Kühlkörper
 3 mit Kühlkörper und Fremdlüfter

Ausführung
 1 mit Welle
 2 mit Hohlwelle

Varianten
 Spannung, Bohrungs- bzw.
 Wellendurchmesser

Standardspannung
 24 V (DC)

Bestellbeispiel
 Benötigt wird Magnetpulverbremse mit
 Kühlkörper Typ 14.512.16.22, Gleichspan-
 nung 24 V, Rotorbohrung 42 mm H7, Nut
 nach DIN 6885/1:

Bestellbezeichnung:

Type
 14.501
 Clutch with spade connectors
 14.502
 Clutch with slip rings
 14.512
 Brake with spade connectors

Size
 01, 02, 03, 04, 08, 16, 32

Design
 1 no heat sink
 2 with heat sink
 3 with heat sink and blower

Version
 1 with shaft
 2 with hollow shaft

Variants
 Voltage, bore diameter or shaft
 diameter

Standard voltage
 24 V (DC)

Order example
 A magnetic particle brake with heat sink
 type 14.512.16.22, DC voltage 24 V, rotor
 bore 42 mm H7, keyway according to
 DIN 6885/1:

Order description:

Type
 14.501
 Embrayage avec fiche plate de raccorde-
 ment
 14.502
 Embrayage avec bagues collectrices
 14.512
 Frein avec fiche plate de raccordement

Taille
 01, 02, 03, 04, 08, 16, 32

Forme de construction
 1 sans radiateur
 2 avec radiateur
 3 avec radiateur et à ventilation forcée

Version
 1 à arbre
 2 à arbre creux

Variantes
 Tension, alésage,
 diamètre d'arbre

Tension standard
 24 V (DC)

Exemple de commande
 Frein à poudre magnétique avec radiateur,
 type 14.512.16.22, tension continue 24 V,
 alésage rotor 42 mm H7, rainure selon
 DIN 6885/1:

Numéro de commande :

14.512.16.22-24-42

Typenübersicht

Type range

Vue d'ensemble des types

Type/Type 14.501.03.11
 Kupplung mit Flachsteckeranschluß
 Clutch with spade connectors
 Embrayage avec fiche plate de raccordement



Type/Type 14.502.--.12
 Kupplung mit Schleifringen
 Clutch with slip rings
 Embrayage avec bagues collectrices



Type/Type 14.502.--.22
 Kupplung mit Schleifringen und Kühlkörper
 Clutch with slip rings and heat sink
 Embrayage avec bagues collectrices et radiateur



Type/Type 14.512.--.12
 Bremse mit Flachsteckeranschluß
 Brake with spade connectors
 Frein avec fiche plate de raccordement



Type/Type 14.512.--.22
 Bremse mit Flachsteckeranschluß und Kühlkörper
 Brake with spade connectors and heat sink
 Frein avec fiche plate de raccordement et radiateur



Type/Type 14.422.01.042
 Einbau-Regelgerät ohne Trafo
 mit Sollwertpoti
 Built-in controller without transformer
 with setpoint potentiometer
 Régulateur sur platine sans transformateur
 avec potentiomètre de valeur de consigne



Type/Type 14.422.02.230
 Trafo 230 V / 42 V / 100 VA
 Transformer 230 V / 42 V / 100 VA
 Transformateur 230 V / 42 V / 100 VA



Type/Type 14.422.04.000
 Gehäuse-Regelgerät
 Enclosed controller
 Régulateur sous coffret

Außerdem lieferbar:
 Bremsen 14.512 mit Fremdlüfter
 (siehe Seite 20)

Further items available:
 Brakes 14.512 with blower
 (see page 20)

La gamme comprend également :
 Frein avec ventilateur 14.512
 (voir page 20)

Tänzerpotentiometer und Temperaturwächter (siehe Seite 28)

Dancer potentiometer and temperature monitoring (see page 28)

Potentiomètre pantin et dispositif de contrôle thermique (voir page 28)

Auslegung	Selection	Sélection
2. Überprüfung der max. zul. Drehzahl	2. Checking the maximum permissible speed	2. Vérification de la vitesse maxi admissible
$n_1 = n_2$ $n_{2max} = \frac{V_{max} \cdot 6 \cdot 10^4}{d \cdot \pi}$	$n_{max} = \frac{v \cdot 6 \cdot 10^4}{d \cdot \pi}$ $n_{min} = \frac{v \cdot 6 \cdot 10^4}{D \cdot \pi}$	$n_{2max} = n_1$
$n_{max} \leq n_{zul}$		
- 14.502.01 ... (04) \cong 3000 min ⁻¹ / 14.512.01 ... (32) \cong Fig. 7 + 8 - 14.502.08 ... (32) \cong 1500 min ⁻¹ / 14.501.03 \cong 3000 min ⁻¹		
3. Überprüfung der Verlustleistung	3. Checking the heat dissipation	3. Vérification de la perte de puissance
$P_V = F \cdot v$ <p>Aufwicklung mit Kupplung Winding with clutch Enroulement avec embrayage</p>	$P_V = F \cdot v$ <p>Abwicklung mit Bremse Unwinding with brake Déroulement avec frein</p>	$P_V = \frac{1}{9,55} \cdot M_a(M_v) (n_1 - n_2)$ <p>Allgemein General Formule générale</p>
$P_V < P_{Vzul}$		
4. Überprüfung des zul. Restmomentes	4. Checking the permissible residual torque	4. Vérification du couple résiduel admissible
$M_{min} = \frac{F \cdot d}{2000}$		
$M_{min} > M_{Rest}$		
Sollte M_{min} kleiner M_{Rest} der gewählten Kupplung / Bremse sein, ist eine Untersetzung $i > \frac{M_{Rest}}{M_{min}}$ vorzusehen.	Should M_{min} be smaller than $M_{Residual}$ of the selected clutch or brake then a reduction ratio $i > \frac{M_{Residual}}{M_{min}}$ has to be provided.	Lorsque M_{min} est inférieur à M_{Rest} de l'embrayage (frein) choisi, le rapport de réduction doit être: $i > \frac{M_{Rest}}{M_{min}}$
Kurzzeitbetrieb mit Magnetpulver-Kupplung: Bestimmte Einsatzfälle von Magnetpulver-Kupplungen setzen sehr kurze Taktzeiten (< 5 min.) voraus. Zur Ermittlung der Verlustleistung kann näherungsweise folgende Formel eingesetzt werden:	Short term operation with magnetic particle clutches Certain applications of magnetic particle clutches require very short operating times (< 5 min.). For the determination of the heat power loss, the following formula can be used:	Fonctionnement discontinu avec embrayages à poudre magnétique Certaines application d'embrayages à poudre magnétique impliquent des cadences extrêmement réduites (< 5 min.). L'équation suivante permet de déterminer, de manière approximative, la perte de puissance:
$P_V = P_{V\infty} \cdot \frac{t_B + t_0}{t_B} \quad (P_{V\infty} \cong \text{Fig. 5 +6})$		
Bei dauerndem Schlupfbetrieb von Kupplung oder Bremse ist eine gegenüber dem Aussetzbetrieb höhere Wärme abzuführen. Die den jeweiligen Betriebszuständen zugeordneten Diagramme ermöglichen eine einfache Ermittlung der zulässigen Verlustleistungswerte.	With continuous slip operation of clutch or brake, the higher heat dissipation must be considered. The diagrams related to the various operating states allow easy determination of the permissible heat dissipation values.	Un fonctionnement continu en glissement de l'embrayage et du frein peut produire une quantité de chaleur supérieure à celle obtenue lors d'un fonctionnement intermittent. Les graphiques représentant les différents types de fonctionnement permettent de déterminer facilement les pertes de puissance admissibles.
Niedrigstdrehzahl bei Schlupfbetrieb: In besonderen Fällen stellt sich die Forderung nach einer äußerst niedrigen Schlupfdrehzahl. Bei Drehzahlen < 10 min ⁻¹ können sich Drehmomentschwankungen bemerkbar machen. Um dieses einzuschränken, sollte die Verbindung zu An- bzw. Abtrieb möglichst verdrehspielarm sein.	Lowest possible speed during slip operation: In special cases, an extreme low slip speed is required. At speeds < 10 min ⁻¹ , torque fluctuations may occur. In order to reduce these the connection with the input or output should be accomplished with the lowest possible backlash.	Vitesse mini lors du fonctionnement en glissement: Dans certains cas particuliers, une vitesse de glissement extrêmement faible est impérative. Avec des vitesses < 10 t/min., on peut observer des variations du couple. Pour limiter ces variations, le raccordement à l'entraînement ou à la réduction doit présenter le jeu de torsion le plus faible possible.

Auslegung

Selection

Sélection

Dauerbetrieb mit Magnetpulver-Kupplung
Berechnung der Verlustleistung

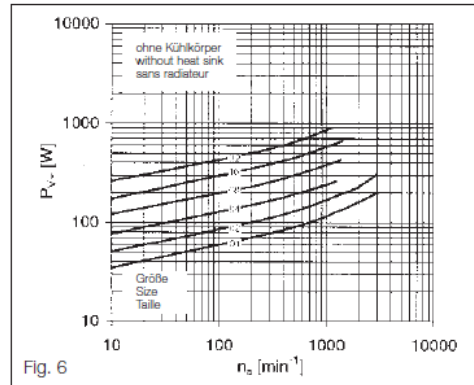
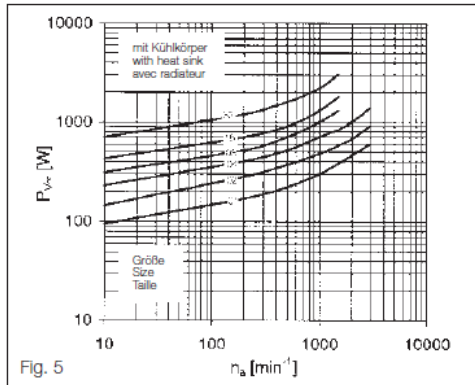
Continuous operation with magnetic particle clutch
Calculating the heat dissipation

Fonctionnement continu avec embrayage à poudre magnétique
Détermination de la perte de puissance

$$P_v = P_{20} + (M_{R\text{est}} + M_L) \Delta n \cdot \frac{1}{9,55}$$

$$P_v \leq P_{v\infty}$$

$(P_{v\infty} \triangleq \text{Fig. 5 + 6})$



Die Diagramme Fig. 5 + 6 zeigen für Magnetpulverkupplungen die Abhängigkeit der max. zulässigen Dauer-Verlustleistung $P_{v\infty}$ von der Drehzahl n_a des Primärbauteils.

The diagrams figs. 5 + 6 show the variations of the maximum permissible continuous heat dissipation with respect to the speed (n_a) of the primary rotor for magnetic particle clutches.

Les graphiques 5 + 6 présentent, pour les embrayages à poudre magnétique, le rapport existant entre les pertes de puissance continues max admissibles P_v et la vitesse n_a de l'élément primaire.

Dauerbetrieb mit Magnetpulver-Bremse
Berechnung der Verlustleistung

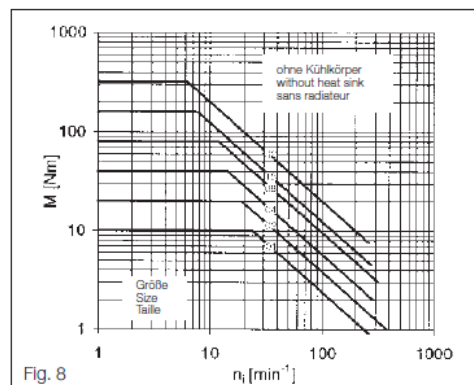
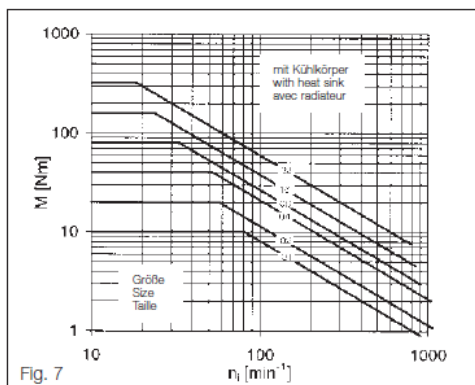
Continuous operation with magnetic particle brake
Calculating the heat dissipation

Fonctionnement continu avec frein à poudre magnétique
Détermination de la perte de puissance

$$P_v = M_L \cdot n_1 \cdot \frac{1}{9,55}$$

$$M_{\text{ert}} \leq M_{z\text{ul}}$$

$(M_{z\text{ul}} \triangleq \text{Fig. 7 + 8})$



Die Diagramme Fig. 7 + 8 zeigen die für Magnetpulver-Bremsen max. zul. Bremsmomente in Abhängigkeit von der Drehzahl n_1 des Sekundärbauteils.

The diagrams figs. 7 + 8 show the maximum permissible torques for magnetic particle brakes, depending on the secondary rotor speed n_1 .

Les graphiques 7 + 8 présentent, pour les freins à poudre magnétique, le rapport existant entre les couples de freinage max admissibles et la vitesse n_1 de l'élément secondaire.

Berechnungsbeispiele

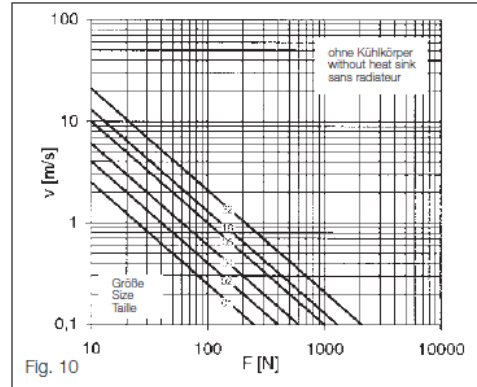
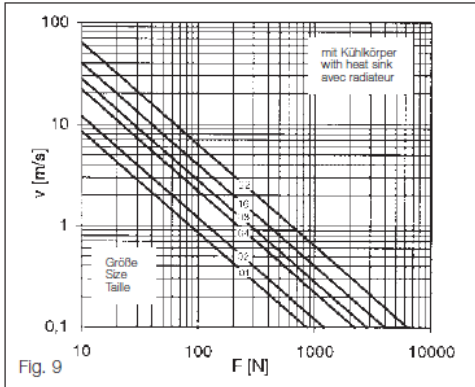
Calculation examples

Exemples de sélection

Abwicklung mit Magnetpulver-Bremse
Die Steuerung der Zugspannung bei Abwickelvorgängen beschreibt eine der typischen Einsatzfälle für Magnetpulver-Bremsen.
Eine einfache Auslegung und Kontrolle der Magnetpulver-Bremsen ist mit Hilfe der nachfolgend dargestellten Geschwindigkeits-Kraft-Kennlinien möglich (Fig. 9 + 10).

Unwinding with magnetic particle brakes
The tension control especially for unwinding processes is one of the typical applications for magnetic particle brakes. Simple selection and control of magnetic particle brakes is possible with the aid of the following web speed and tension force characteristics (fig. 9 + 10).

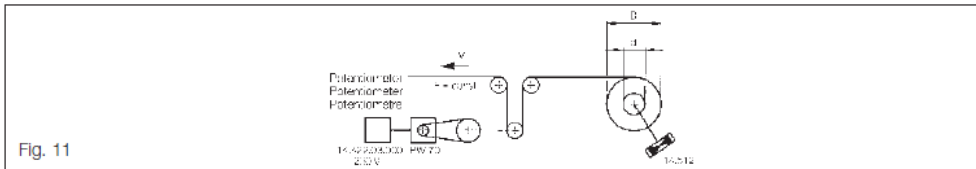
Déroulement avec frein à poudre magnétique
Une application classique des freins à poudre magnétique est le réglage de la tension de traction, en particulier pour des procédés de déroulement.
Les courbes caractéristiques vitesse/force de traction suivantes (fig. 9 + 10) permettent de déterminer et de contrôler le dimensionnement des freins à poudre magnétique.



Berechnungsbeispiele
Zugspannungssteuerung für Abwicklung:
Vor einer Druckmaschine soll die Zugspannung des abzuwickelnden Papiers konstant gehalten werden (Fig. 11). Hier empfiehlt sich der Einsatz einer Magnetpulver-Bremse und eines Regelgerätes Typ 14.422 mit Potentiometer.

Calculation examples
Tension control for unwinding.
Within a printing machine system, the paper tension is required to remain constant (fig. 11). Here, the magnetic particle brake and the controller type 14.422 with a potentiometer is recommended.

Exemples de sélection
Réglage de la tension de traction pour déroulement :
Sur une machine d'impression, la tension du papier à enrouler doit être constante (fig. 11). Il convient d'utiliser, dans ce cas, des freins à poudre et un régulateur type 14.422 avec potentiomètre.



Technische Daten	Technical data	Caractéristiques techniques
$D = 1000 \text{ mm}$	$d = 120 \text{ mm}$	$F = 150 \text{ N}$
		$V = 2 \text{ m/s}$
<p>1. $M_{L \max} = \frac{F \cdot D}{2000} = \frac{150 \cdot 1000}{2000} = 75 \text{ Nm}$ $M_{\text{eff}} = M_{L \max} \cdot K = 75 \cdot 2 = 150 \text{ Nm}$ $M_{\text{eff}} \leq M_K$</p> <p>2. $P_V = F \cdot v = 150 \cdot 2 = 300 \text{ W}$ 14.512.16.22 $M_K = 160 \text{ Nm}$ $P_{V \text{ zul}} = 400 \text{ W}$ $P_V \leq P_{V \text{ zul}}$ (Seite/page 21)</p> <p>3. $M_{\min} = \frac{F \cdot D}{2000} = \frac{150 \cdot 120}{2000} = 9 \text{ Nm}$ 14.512.16.22 $M_R = 4,5 \text{ Nm}$ $M_R \leq M_{\min}$ (Seite/page 21)</p>		

Gewählt wird eine Magnetpulver-Bremse Typ 14.512.16.22, Gleichspannung 24 V, Rotorbohrung 42 mm H7, Nut nach DIN 6885/1.

Selection: magnetic particle brake, type 14.512.16.22, 24 V DC, rotor bore 42 mm H7, keyway according to DIN 6885/1 (BS 4235).

Selection : frein à poudre magnétique type 14.512.16.22, tension continue 24 V, alesage rotor 42 mm H7, rainure selon DIN 6885/1.

Berechnungsbeispiele

Calculation examples

Exemples de sélection

Abwicklung einer Papierrolle mit automatischer Bremsmomenteinstellung sowie Notbremsfunktion (Fig. 11). Auch hier empfiehlt sich der Einsatz einer Magnetpulver-Bremse mit Regelgerät Typ 14.422.

Technische Daten

- Max. Rollendurchmesser 850 mm
- Min. Rollendurchmesser 100 mm
- Max. Masse der Rolle 250 kg
- Zugkraft 110 N
- mit Toleranz ± 30%
- Abzugsgeschwindigkeit ca 5 m/s.
- Max. Bremszeit bei Not-Stop aus n_{min} in 10 s mit der Möglichkeit der Haltefunktion

Unwinding of a paper reel with automatic brake torque adjustment as well as emergency brake function (fig. 11).

Here too, the use of a magnetic particle brake with controller type 14.422 is recommended.

Technical data

- max. reel diameter 850 mm
- min. reel diameter 100 mm
- max. mass of the reel 250 kg
- tension force 110 N
- tolerance of +/- 30%
- speed loss ca. 5m/s
- max. braking time at emergency stop from n_{min} in 10 s, the possibility of holding function given.

Déroulement d'une bobine de papier avec réglage automatique du couple de freinage et fonction frein d'urgence (fig. 11).

Ici aussi, nous recommandons dans ce cas également l'utilisation de freins à poudre magnétique avec un régulateur type 14.422.

Caractéristiques techniques

- Diamètre de bobine maxi 850 mm
- Diamètre de bobine mini 100 mm
- Masse maxi de la bobine 250 kg
- Force de traction 110 N
- avec tolérance ± 30%
- Vitesse de dissipation env. 5 m/sec.
- Durée de freinage maxi pour un arrêt d'urgence à partir de n_{min} en 10 s avec possibilité de fonction d'arrêt

Auslegung

Application examples

Calcul

1. Max. Wickeldrehzahl / Max. winding speed / Vitesse d'enroulement maxi

$$n_{max} = \frac{V_{max} \cdot 60}{d_{min} \cdot \pi} = \frac{5 \cdot 60}{0,1 \cdot \pi} = 955 \text{ min}^{-1} \quad \begin{matrix} V \text{ in m/s} \\ d \text{ in m} \end{matrix}$$

2. Min. Wickeldrehzahl / Max. winding speed / Vitesse d'enroulement mini

$$n_{min} = \frac{V_{min} \cdot 60}{d_{max} \cdot \pi} = \frac{5 \cdot 60}{0,85 \cdot \pi} = 112 \text{ min}^{-1} \quad \begin{matrix} V \text{ in m/s} \\ d \text{ in m} \end{matrix}$$

3. Max. erforderliches Bremsmoment / Max. required brake torque / Couple de freinage maxi nécessaire

$$M_{max} = F_{max} \cdot \frac{d_{max}}{2} = 143 \cdot \frac{0,85}{2} = 60 \text{ Nm} \quad \begin{matrix} F \text{ in N} \\ d \text{ in m} \end{matrix}$$

4. Min. erforderliches Bremsmoment / Min. required brake torque / Couple de freinage mini nécessaire

$$M_{min} = F_{min} \cdot \frac{d_{min}}{2} = 77 \cdot \frac{0,1}{2} = 3,85 \text{ Nm} \quad \begin{matrix} F \text{ in N} \\ d \text{ in m} \end{matrix}$$

5. Verlustleistung / Power loss / Pertes de puissance

$$P_v = F \cdot V = 143 \cdot 5 = 715 \text{ W} \quad \begin{matrix} F \text{ in N} \\ V \text{ in m/s} \end{matrix}$$

6. Erforderliches Bremsmoment bei t = 10 s / Required brake torque at t = 10 s / Couple de freinage nécessaire pour t = 10 s

$$J = \frac{1}{2} \cdot m \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2 = \frac{1}{2} \cdot 250 \cdot \left(\frac{0,85}{2}\right)^2 = 22,58 \text{ kgm}^2 \quad \begin{matrix} m \text{ in kg} \\ d \text{ in m} \end{matrix}$$

$$M_a = \frac{J \cdot n}{9,55 \cdot t} = \frac{22,58 \cdot 112}{9,55 \cdot 10} = 26,5 \text{ Nm} \quad \begin{matrix} J \text{ in kgm}^2 \\ n \text{ in min}^{-1} \\ t \text{ in s} \end{matrix}$$

Auswahl

Bestimmender Faktor für die Auswahl ist hier die abzuführende Wärme (Verlustleistung).

Es wird eine Magnetpulverbremse Typ 14.512.16.32 (also mit Fremdlüfter) ein Regelgerät – Einbau-Typ 14.422.01.042 mit Trafo Typ 14.422.02.230 sowie ein Tänzerpotentiometer ERPD0005K0006W (PW 70 A) ausgewählt.

Selection

In this case, the heat to be dissipated is the decisive factor for the following selection:

The magnetic particle brake type 14.512.16.32 (i.e. forced ventilated), installation of a controller type 14.422.01.042 with transformer type 14.422.02.230 as well as a dancer potentiometer ERPD0005K0006W (PW 70A).

Sélection

Le facteur décisif de sélection est ici la chaleur à dissiper (perte de puissance). Il convient de choisir ici un frein à poudre magnétique type 14.512.16.32 (avec ventilation forcée), un régulateur sur platine type 14.422.01.042 avec transformateur type 14.422.02.230 et un potentiomètre pantin ERPD0005K0006W (PW 70 A).



Berechnungsbeispiele	Calculation examples	Exemples de sélection
----------------------	----------------------	-----------------------

Abwicklung einer Vorratsrolle mit Rollendickenabastung (Fig. 28)
 Es empfiehlt sich der Einsatz einer Magnetpulver-Bremse mit Regelgerät Typ 14.422.

- Technische Daten**
- Max. Rollendurchmesser 280 mm
 - Min. Rollendurchmesser 80 mm
 - Zugkraft 40-50 N
 - Konstante Abzugsgeschwindigkeit 0,2 m/s.
 - Drehmoment 1,6-7 Nm

Auslegung

Unwinding of a stock reel with reel diameter sensor (fig. 28).
 The use of a magnetic particle brake with controller type 14.422 is recommended.

- Technical data**
- Max. reel diameter 280 mm
 - Min. reel diameter 80 mm
 - Tension force 40 – 50 N
 - Constant output time 0,2 m/s.
 - Torque 1,6 – 7 Nm

Application example

Déroulement d'une bobine d'alimentation avec mesure de l'épaisseur de bobine (fig. 28)
 Nous recommandons l'utilisation d'un frein à poudre magnétique avec régulateur type 14.422.

- Caractéristiques techniques**
- Diamètre maxi de la bobine 280 mm
 - Diamètre mini de la bobine 80 mm
 - Force de traction 40-50 N
 - Vitesse de dissipation constante 0,2 m/s.
 - Couple 1,6-7 Nm

Calcul

1. Max. Wickeldrehzahl / Max. winding speed / Vitesse d'enroulement maxi

$$n_{\max} = \frac{V_{\max} \cdot 60}{d_{\min} \cdot \pi} = \frac{0,2 \cdot 60}{0,08 \cdot \pi} = 48 \text{ min}^{-1}$$

V in m/s
 d in m

2. Min. Wickeldrehzahl / Max. winding speed / Vitesse d'enroulement mini

$$n_{\min} = \frac{V_{\min} \cdot 60}{d_{\max} \cdot \pi} = \frac{0,2 \cdot 60}{0,28 \cdot \pi} = 14 \text{ min}^{-1}$$

V in m/s
 d in m

3. Vorgabe / Presupposition / Prescrit

Max. Bremsmoment / Max. brake torque / Couple de freinage maxi 7 Nm
 Min. Bremsmoment / Min. brake torque / Couple de freinage mini 1,6 Nm

4. Verlustleistung / Power loss / Pertes de puissance

$$P_v = F \cdot V = 50 \cdot 0,2 = 10 \text{ W}$$

F in N
 V in m/s

Auswahl
 Aufgrund dieser Werte kommen – je nach Anbaumöglichkeit – 2 Magnetpulverbremsen in Frage:

- 1: Magnetpulverbremse Typ 14.512.01.12 bei Verwendung auf der Wickelwelle
 Es sind jedoch sehr kleine Drehzahlen vorhanden. Diese haben die Tendenz zu leichten Drehmomentschwankungen, die durch den Einsatz einer Tänzerwelle aufgefangen werden könnten.

Der bessere Weg wäre jedoch der Einsatz von:

- 2: Magnetpulverkupplung Typ 14.501.03.11 als Bremse unter Festsetzung des Rotors:
 Zwischen der Abwickelwelle und der Bremse wäre dann allerdings eine Übersetzung ins Schnelle, z. B. mit einem Zahnriemen von $i = \text{ca. } 4$, vorzusehen. Damit würde das kleine Drehmoment der Kupplung mit 2,5 Nm in dem richtigen Bereich liegen. Zusätzlich würde das Regelgerät Typ 14.422.01.042 mit Trafo Typ 14.422.02.230 ausgewählt; als Potentiometer das Tänzerpoti Typ ERPD0005K0006W (vorm. PW 70 A).

Selection
 According to these data, two magnetic particle brakes are possible – depending on the possible attachments:

1. Magnetic particle brake type 14.512.01.12 – for use on the winding shaft. Very low speeds occur, which tend to produce light torque fluctuations. These could be brought under control by using a dancer shaft.

The more effective way would therefore be:

2. Magnetic particle clutch type 14.501.03.11 as brake by fixing the rotor:
 Between the unwinding shaft and the brake there would have to be a ratio to high speed, e.g. through a tooth belt, of $i = \text{ca. } 4$. Thereby, the low torque of the clutch (2.5 Nm) would be admissible. In addition, the controller type 14.422.01.042 with transformer type 14.422.02.230 would be selected; the potentiometer would be the dancer potentiometer type ERPD0005K0006W (before PW 70A).

Sélection
 Sur la base de ces valeurs, et en fonction des possibilités de montage, deux freins à poudre entrent en ligne de compte:

- 1: Frein à poudre magnétique type 14.512.01.12 pour une utilisation sur l'arbre d'enroulement. Les vitesses observées étant très minimales, elles tendent à provoquer de légères variations de couple qui peuvent être compensées par l'utilisation d'un arbre pantin.

Il serait plus judicieux d'employer:

- 2: Embrayage à poudre magnétique type 14.501.03.11 comme frein avec immobilisation du rotor:
 Il convient de prévoir une transmission par engrenage par ex. avec une courroie dentée de $i = \text{env. } 4$ entre l'arbre de déroulement et le frein. Le faible couple de l'embrayage de 2,5 Nm se situerait ainsi dans le secteur correct. Par ailleurs, on devrait choisir le régulateur type 14.422.01.042 avec transformateur / type 14.422.02.230 et comme potentiomètre le potentiomètre pantin type ERPD0005K0006W (anc. PW 70A).

Auswahldiagramme

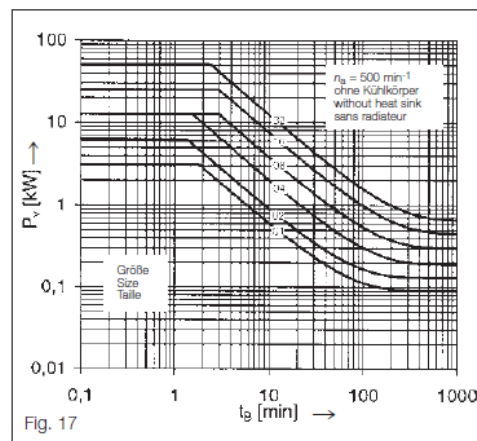
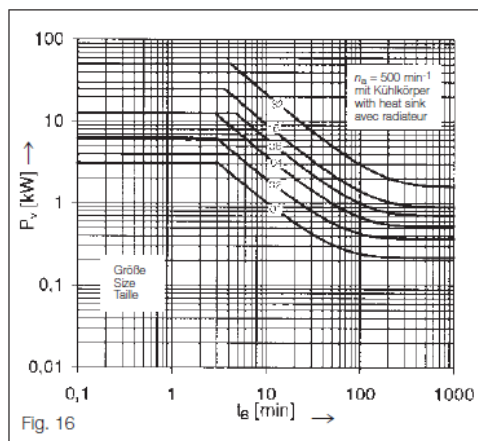
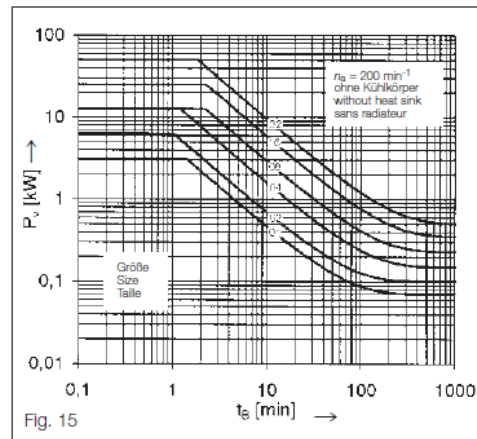
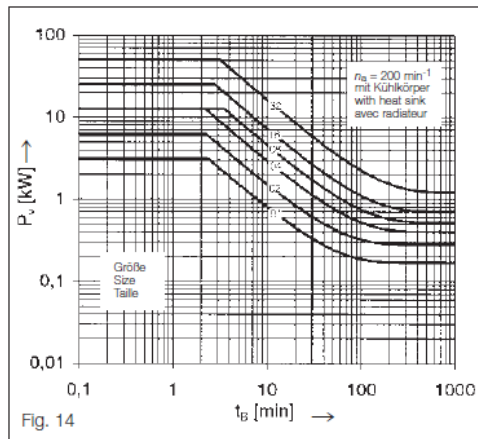
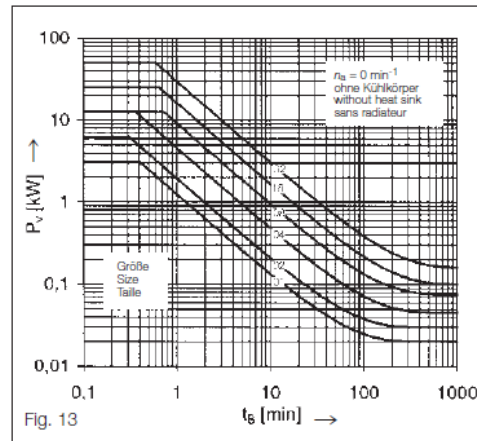
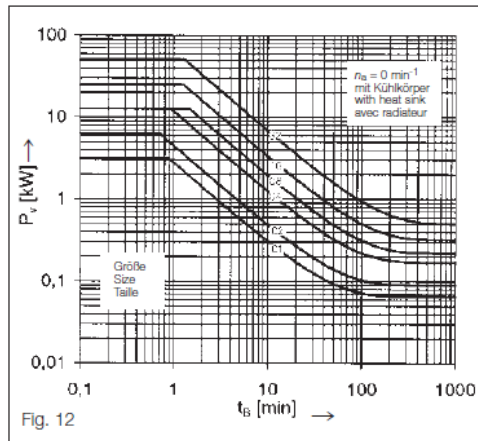
Selection diagrams

Graphiques de sélection

Magnetpulverkupplung
Verlustleistungskennlinien

Magnetic particle clutch
Heat dissipation characteristics

Embrayages à poudre magnétique
Courbes caractéristiques des pertes de puissance



magneta



Auswahldiagramme

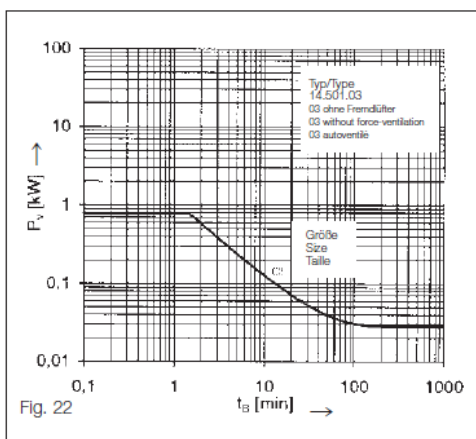
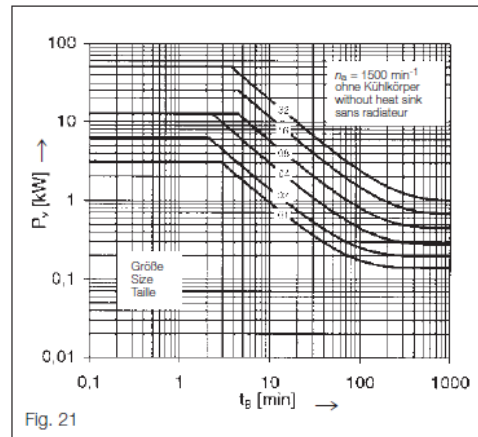
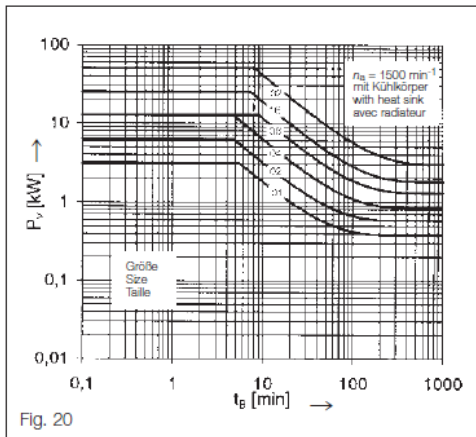
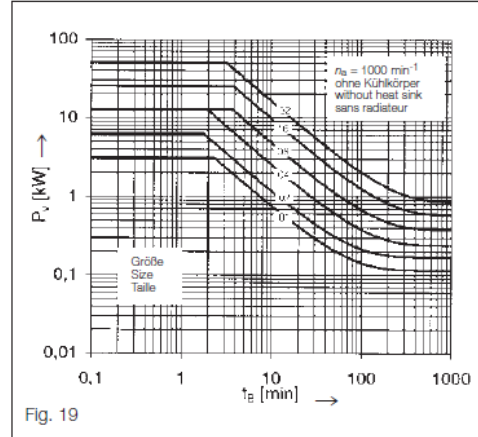
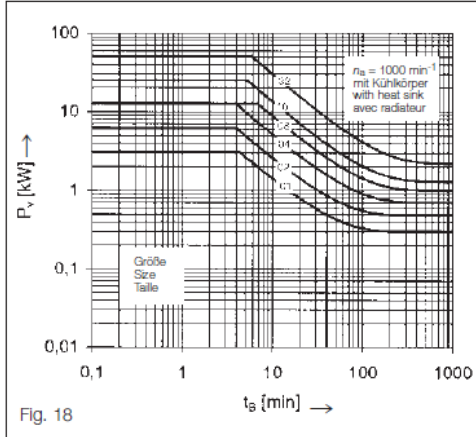
Selection diagrams

Graphiques de sélection

Magnetpulverkupplung
Verlustleistungskennlinien

Magnetic particle clutch
Heat dissipation characteristics

Embrayages à poudre magnétique
Courbes caractéristiques des pertes de puissance

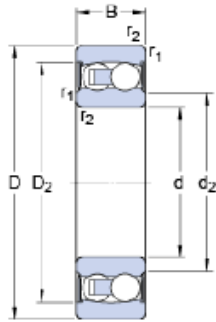


C.4. Rodaments



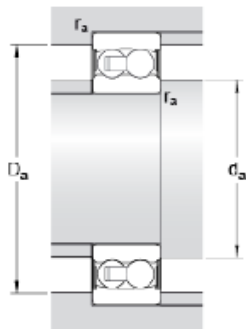
2201 E-2RS1TN9

Dimensions



d		12	mm
D		32	mm
B		14	mm
d_2	≈	15.5	mm
D_2	≈	27.34	mm
$r_{1,2}$	min.	0.6	mm

Abutment dimensions



d_a	min.	15.5	mm
d_a	max.	15.5	mm
D_a	max.	27.8	mm
r_a	max.	0.6	mm

Calculation data

Basic dynamic load rating	C	6.2	kN
Basic static load rating	C_0	1.4	kN
Fatigue load limit	P_u	0.08	kN
Limiting speed		16000	r/min
Calculation factor	k_r	0.045	
Calculation factor	e	0.33	
Calculation factor	Y_0	2	
Calculation factor	Y_1	1.9	
Calculation factor	Y_2	3	

Mass

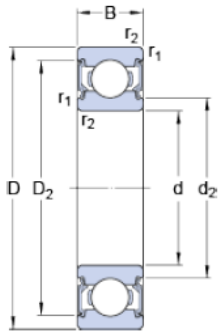
Mass bearing		0.053	kg
--------------	--	-------	----



6000-2RSL

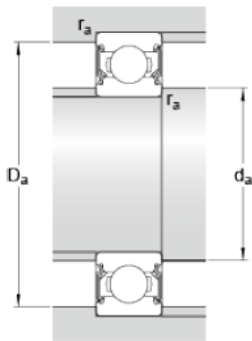
SKF Explorer

Dimensions



d		10	mm
D		26	mm
B		8	mm
d ₂	≈	12.55	mm
D ₂	≈	22.6	mm
r _{1,2}	min.	0.3	mm

Abutment dimensions



d _a	min.	12	mm
d _a	max.	12.5	mm
D _a	max.	24	mm
r _a	max.	0.3	mm

Calculation data

Basic dynamic load rating	C	4.8	kN
Basic static load rating	C ₀	2	kN
Fatigue load limit	P _u	0.083	kN
Reference speed		67000	r/min
Limiting speed		34000	r/min
Calculation factor	k _r	0.025	
Calculation factor	f ₀	12	

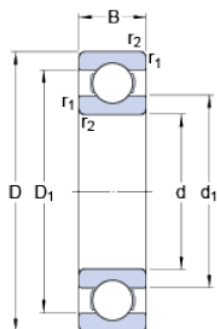
Mass

Mass bearing		0.019	kg
--------------	--	-------	----



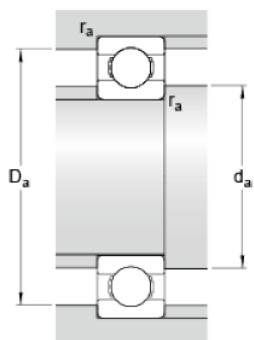
61804

Dimensions



d	20	mm
D	32	mm
B	7	mm
d_1	≈ 23.85	mm
D_1	≈ 28.25	mm
$r_{1,2}$	min. 0.3	mm

Abutment dimensions



d_a	min. 22	mm
D_a	max. 30	mm
r_a	max. 0.3	mm

Calculation data

Basic dynamic load rating	C	4	kN
Basic static load rating	C_0	2.3	kN
Fatigue load limit	P_u	0.104	kN
Reference speed		45000	r/min
Limiting speed		28000	r/min
Calculation factor	k_r	0.015	
Calculation factor	f_0	14.5	

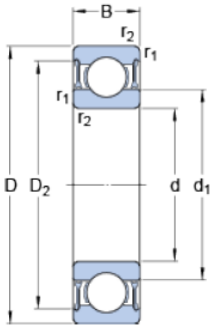
Mass

Mass bearing	0.0182	kg
--------------	--------	----



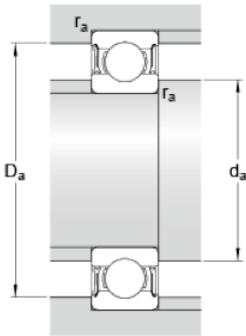
61804-2RZ

Dimensions



d		20	mm
D		32	mm
B		7	mm
d ₁	≈	23.85	mm
D ₂	≈	29.4	mm
r _{1,2}	min.	0.6	mm

Abutment dimensions



d _a	min.	22	mm
d _a	max.	23.6	mm
D _a	max.	30	mm
r _a	max.	0.3	mm

Calculation data

Basic dynamic load rating	C	4	kN
Basic static load rating	C ₀	2.3	kN
Fatigue load limit	P _u	0.104	kN
Reference speed		45000	r/min
Limiting speed		22000	r/min
Calculation factor	k _r	0.015	
Calculation factor	f ₀	14.5	

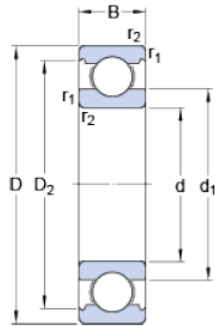
Mass

Mass bearing		0.0182	kg
--------------	--	--------	----



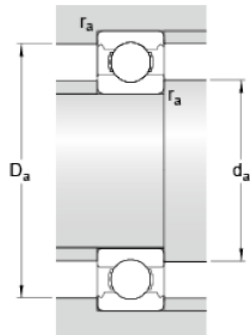
61903

Dimensions



d		17	mm
D		30	mm
B		7	mm
d ₁	≈	20.4	mm
D ₂	≈	27.7	mm
r _{1,2}	min.	0.3	mm

Abutment dimensions



d _a	min.	19	mm
D _a	max.	28	mm
r _a	max.	0.3	mm

Calculation data

Basic dynamic load rating	C	4.6	kN
Basic static load rating	C ₀	2.6	kN
Fatigue load limit	P _u	0.108	kN
Reference speed		50000	r/min
Limiting speed		32000	r/min
Calculation factor	k _r	0.02	
Calculation factor	f ₀	14.7	

Mass

Mass bearing		0.016	kg
--------------	--	-------	----

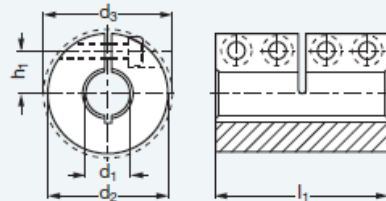
C.5. Acoblament rígid

62

MICHAUD CHAILLY
DIRECT TRANSMISSION

modèle **A5-28**

Accouplement rigide en une partie avec ou sans rainure de clavette



Autre version



- **MATIERE**
 - Acier bruni.
 - Aluminium.
 - Acier inoxydable (AISI 303).
- **UTILISATION**
 - Ne détériore pas l'arbre.

référence

Exemple de commande

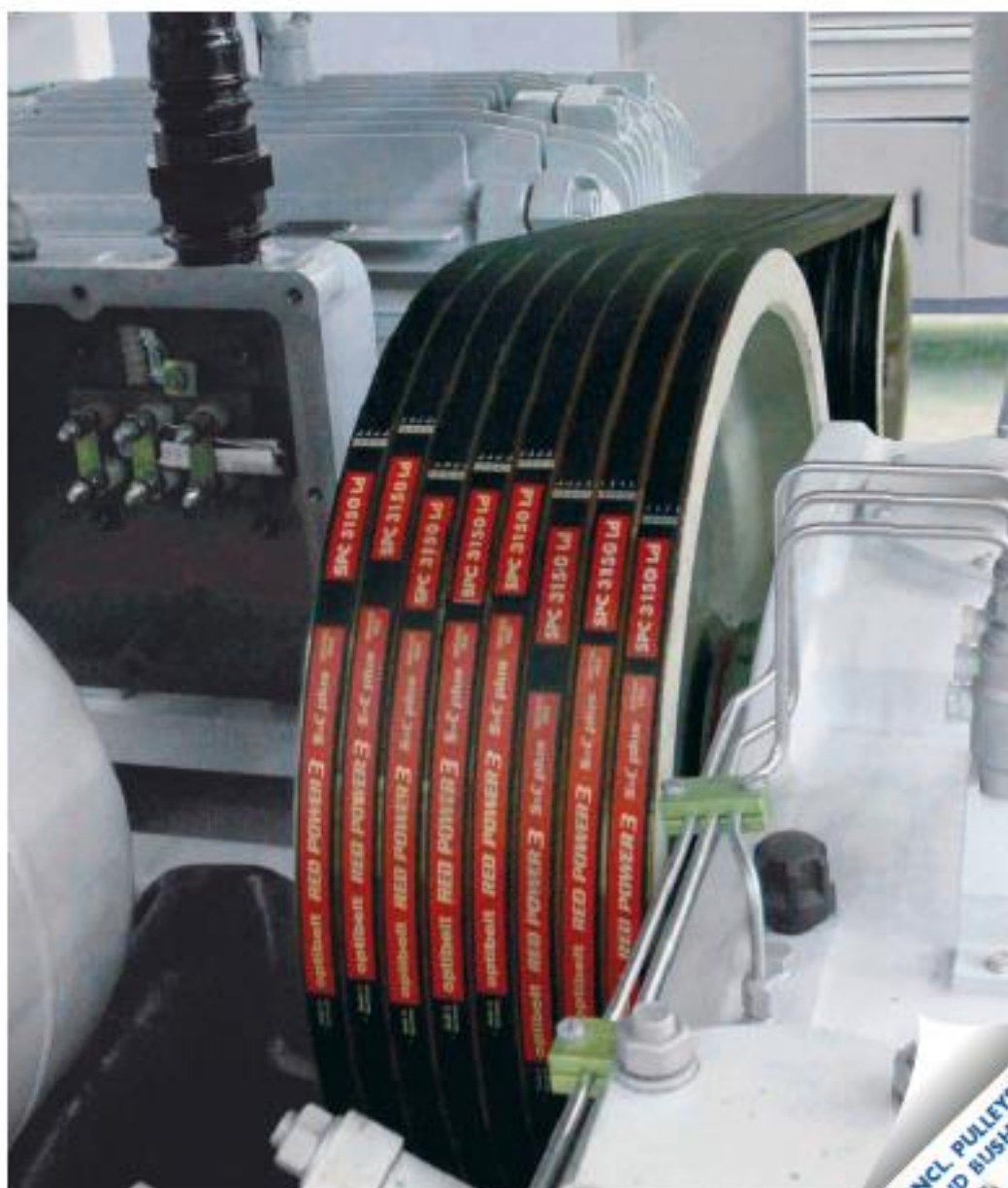
A5-28-06-06-1

Acier bruni avec rainure	Acier Inoxydable avec rainure	Aluminium avec rainure	d ₁	d ₂	d ₃	l ₁	h ₁	Vis DIN 912	Couple maxi (Nm)			Acier bruni sans rainure	Acier Inoxydable sans rainure	Aluminium sans rainure
									Acier bruni	Acier Inoxydable	Aluminium			
-	-	-	3	15	15,0	22	4,6	M 2	14	11	6,8	A5-28-03-03-2	A5-280-03-03-2	A5-281-03-03-2
-	-	-	4	15	15,0	22	4,6	M 2	19	16	10,0	A5-28-04-04-2	A5-280-04-04-2	A5-281-04-04-2
-	-	-	5	15	15,0	22	4,6	M 2	21	18	21,0	A5-28-05-05-2	A5-280-05-05-2	A5-281-05-05-2
A5-28-06-06-1	A5-280-06-06-1	-	6	18	21,5	30	5,9	M 3x8	30	25	30,0	A5-28-06-06-2	A5-280-06-06-2	A5-281-06-06-2
A5-28-08-08-1	A5-280-08-08-1	-	8	24	27,1	35	9,0	M 3x10	50	40	45,0	A5-28-08-08-2	A5-280-08-08-2	A5-281-08-08-2
A5-28-10-10-1	A5-280-10-10-1	-	10	29	33,0	45	10,6	M 4x12	100	90	95,0	A5-28-10-10-2	A5-280-10-10-2	A5-281-10-10-2
A5-28-12-12-1	A5-280-12-12-1	-	12	29	33,0	45	10,6	M 4x12	100	90	95,0	A5-28-12-12-2	A5-280-12-12-2	A5-281-12-12-2
A5-28-14-14-1	A5-280-14-14-1	-	14	34	39,4	50	12,0	M 5x16	190	160	-	A5-28-14-14-2	A5-280-14-14-2	-
A5-28-15-15-1	A5-280-15-15-1	-	15	34	39,4	50	12,0	M 5x16	190	160	-	A5-28-15-15-2	A5-280-15-15-2	-
A5-28-16-16-1	A5-280-16-16-1	-	16	34	39,4	50	12,0	M 5x16	190	160	-	A5-28-16-16-2	A5-280-16-16-2	-
A5-28-20-20-1	A5-280-20-20-1	-	20	42	48,9	65	15,4	M 6x16	350	300	-	A5-28-20-20-2	A5-280-20-20-2	-
A5-28-25-25-1	A5-280-25-25-1	-	25	45	51,5	75	16,9	M 6x16	390	325	-	A5-28-25-25-2	A5-280-25-25-2	-
A5-28-30-30-1	A5-280-30-30-1	-	30	53	58,7	83	20,9	M 6x18	475	400	-	A5-28-30-30-2	A5-280-30-30-2	-
A5-28-35-35-1	A5-280-35-35-1	-	35	67	74,7	95	26,7	M 8x25	1100	925	-	A5-28-35-35-2	A5-280-35-35-2	-
A5-28-40-40-1	A5-280-40-40-1	-	40	77	84,0	108	31,8	M 8x25	1325	1100	-	A5-28-40-40-2	A5-280-40-40-2	-
A5-28-50-50-1	A5-280-50-50-1	-	50	85	94,2	124	34,1	M10x25	2250	1875	-	A5-28-50-50-2	A5-280-50-50-2	-

C.6. Corretges i politges



OPTIBELT
TECHNICAL MANUAL
V-BELT DRIVES



**INCL. PULLEYS
AND BUSHES**



PRODUCT DESCRIPTION

optibelt SUPER X-POWER M=S RAW EDGE, MOULDED COGGED – DIN/ISO, RMA/MPTA

Advantages

SUPER X-POWER M=S wedge belts are perfectly suited for applications with

- extremely small pulley diameters
- high rotational speeds
- high and low ambient temperatures

SUPER X-POWER M=S wedge belts offer

- high power transmission
- extremely low stretch
- improved maintenance intervals – low maintenance
- optimised running characteristics – smooth running
- excellent heat and oil resistance
- M=S, for set matching
- electrically conductive according to ISO 1813

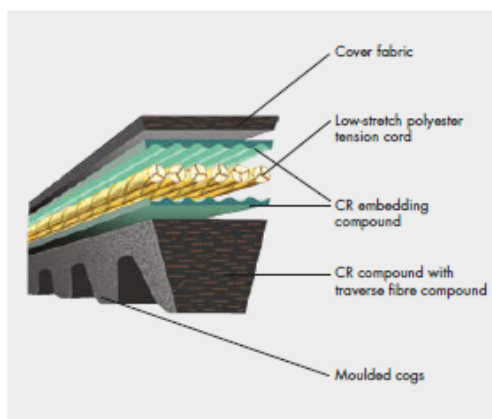
Drive ratios $i = 1:12$ are possible with optibelt SUPER X-POWER.

Multi-stage drives can be eliminated.

optibelt SUPER X-POWER M=S wedge belts in profiles XPZ, XPA, XPB, XPC, 3VX/9NX and 5VX/15NX, offer the best technical and economic solutions due to their harmonised premium materials.

Structure/Properties

optibelt SUPER X-POWER M=S consist of:



1. The special polyester tension cord of SUPER X-POWER M=S is extremely low-stretch and allows for maintenance-free drives.

The number of re-tensioning processes is reduced and the drive becomes less expensive in the long term.

2. The structure of the cover fabric supports the tension cord and this is how the SUPER X-POWER M=S achieves its high level of flexibility.

3. The belt base structure consists of a high performance chloroprene compound, reinforced with a traverse fibre compound.

The special tension cord and the optimum tooth shape allow for higher dynamic power transmissions, improved bending stress and a higher temperature resistance.



As high power transmission is possible, even with small pulley diameters and high engine speed, weight and space can be reduced thus also substantially reducing costs.

Application areas

Machines:

- compressors
- fans
- compactors
- pumps
- wood working machines
- high performance saws
- special machines

Machine tools:

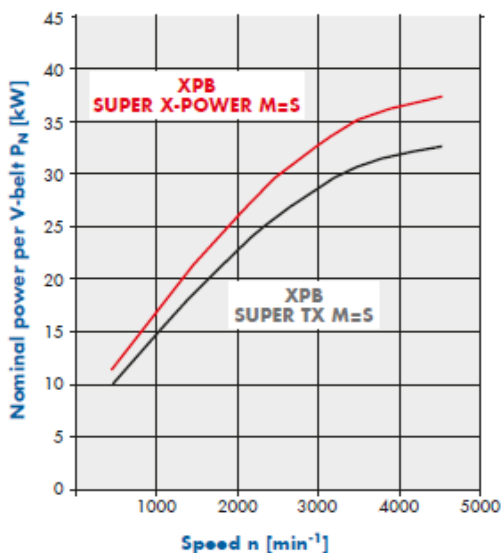
- lathes and drilling machines
- grinding machines

optibelt SUPER X-POWER M=S V-belts are recommended for mechanical engineering applications wherever wrapped V-belts are likely to reach their performance limits.

PRODUCT DESCRIPTION

optibelt SUPER X-POWER M=S

RAW EDGE, MOULDED COGGED – DIN/ISO, RMA/MPTA



Belt tension / Static shaft load

Belt tension and static shaft load are calculated in the same way as for wrapped belts. When dealing with the same geometric ratios, the shaft load does not exceed that of wrapped belts although the quantity of the belts is often less. Therefore, only the individual V-belt requires higher tension than wrapped belts.

The precise edges of the optibelt SUPER X-POWER M=S V-belt ensure uniform seating in the pulley grooves, resulting in smoother running.

Drive calculation

Drive design using optibelt SUPER X-POWER M=S belts should be carried out according to the examples given on pages 85 to 87. The higher power ratings given in the relevant tables, apply. These are based on a theoretical laboratory running time of 25,000 hours.

Standardisation/Dimensions

The cross sections and dimensions of optibelt SUPER X-POWER M=S V-belts are in accordance with DIN 7753 Part 1, DIN 2215, ISO 4184 and RMA/MPTA.

The basis for the length measurement is the datum length (L_d) to DIN/ISO.

Table 8

Profile	Top belt width $b_o \approx$	Datum width b_d	Belt height $h \approx$	Meter weight [kg/m] \approx
XPZ	9.7	8.5	8	0.065
XPA	12.7	11.0	10	0.105
XPB	16.3	14.0	13	0.183
XPC	22.0	19.0	18	0.340
3VX/9NX	9.0	—	8	0.065
5VX/15NX	15.0	—	13	0.183

V-grooved pulleys

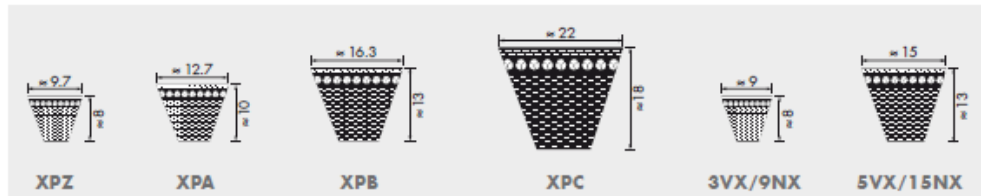
optibelt SUPER X-POWER M=S are used with pulleys according to DIN 2211, DIN 2217, ISO 4183 and RMA/MPTA. Considerably smaller minimum pulley datum diameters are allowed.

Table 9

Recommended minimum pulley diameter [mm] wedge belt			
Profile	Raw edge, moulded cogged	Profile	Wrapped
XPZ	56	SPZ	63
XPA	71	SPA	90
XPB	112	SPB	140
XPC	180	SPC	224
3VX/9NX	56	3V/9N	67
5VX/15NX	112	5V/15N	151

STANDARD RANGE

optibelt **SUPER X-POWER M=5 WEDGE BELTS** –
RAW EDGE, MOULDED COGGED
DIN 7753 PART 1 / ISO 4184 AND RMA/MPTA



Profile XPZ			Profile XPA			Profile XPB			Profile XPC			Profile 3VX/9NX		Profile 5VX/15NX	
Datum length ISO L _d (mm)			Datum length ISO L _d (mm)			Datum length ISO L _d (mm)			Datum length ISO L _d (mm)			Belt designation		Belt designation	
												Profile, length code	Profile, outside length, L _e (mm)	Profile, length code	Profile, outside length, L _e (mm)
587	1112	1900	707	1432	1250	2000	3VX 250	9NX 635	5VX 500	15NX 1270					
612	1120	1950	732	1450	1320	2120	3VX 265	9NX 673	5VX 530	15NX 1346					
630	1137	2000	757	1457	1400	2240	3VX 280	9NX 711	5VX 560	15NX 1422					
637	1162	2120	782	1482	1500	2360	3VX 300	9NX 762	5VX 600	15NX 1524					
662	1180	2150	800	1500	1600	2500	3VX 315	9NX 800	5VX 630	15NX 1600					
670	1187	2240	807	1507	1700	2650	3VX 335	9NX 851	5VX 670	15NX 1702					
687	1202	2360	832	1532	1750	2800	3VX 355	9NX 902	5VX 710	15NX 1803					
710	1212	2500	850	1557	1800	3000	3VX 375	9NX 952	5VX 750	15NX 1905					
730	1237	2540	857	1582	1850	3150	3VX 400	9NX 1016	5VX 800	15NX 2032					
737	1250	2650	882	1600	1900	3350	3VX 425	9NX 1079	5VX 850	15NX 2159					
750	1262	2690	900	1607	2000	3550	3VX 450	9NX 1143	5VX 900	15NX 2286					
762	1287	2800	907	1632	2020		3VX 475	9NX 1206	5VX 950	15NX 2413					
772	1312	2840	932	1650	2120		3VX 500	9NX 1270	5VX 1000	15NX 2540					
787	1320	3000	950	1682	2150		3VX 530	9NX 1346	5VX 1060	15NX 2692					
800	1337	3150	957	1700	2240		3VX 560	9NX 1422	5VX 1120	15NX 2845					
812	1362	3350	982	1732	2280		3VX 600	9NX 1524	5VX 1180	15NX 2997					
825	1387	3550	1000	1750	2360		3VX 630	9NX 1600	5VX 1250	15NX 3175					
837	1400		1007	1757	2400		3VX 670	9NX 1702	5VX 1320	15NX 3353					
850	1412		1030	1782	2500		3VX 710	9NX 1803	5VX 1400	15NX 3556					
862	1437		1060	1800	2650		3VX 750	9NX 1905							
875	1462		1082	1832	2680		3VX 800	9NX 2032							
887	1487		1107	1850	2800		3VX 850	9NX 2159							
900	1500		1120	1882	2840		3VX 900	9NX 2286							
912	1512		1132	1900	3000		3VX 950	9NX 2413							
925	1537		1157	1932	3150		3VX 1000	9NX 2540							
937	1562		1180	1950	3350		3VX 1060	9NX 2692							
950	1587		1207	1982	3550		3VX 1120	9NX 2845							
962	1600		1232	2000			3VX 1180	9NX 2997							
987	1612		1250	2120			3VX 1250	9NX 3175							
1000	1662		1257	2240			3VX 1320	9NX 3353							
1012	1700		1272	2360			3VX 1400	9NX 3556							
1037	1750		1282	2500											
1060	1762		1307	2650											
1077	1800		1320	2800											
1087	1850		1332	3000											
			1357	3150											
			1382	3350											
			1400	3550											
Weight: ≈ 0.065 kg/m			Weight: ≈ 0.096 kg/m			Weight: ≈ 0.183 kg/m			Weight: ≈ 0.340 kg/m			Weight: ≈ 0.065 kg/m		Weight: ≈ 0.183 kg/m	
Datum length L _d ≈ Pitch length L _w /l _p Further sizes on request															

STANDARD RANGE OPTIBELT DEEP GROOVED PULLEYS

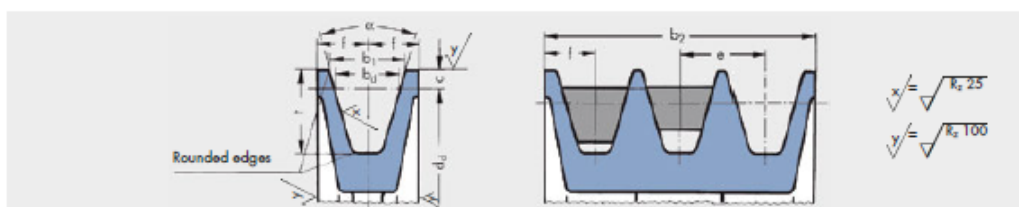


Table 21

Profile	DIN 7753 Part 1/ISO	SPZ	SPA	SPB	SPC	
Suitable for V-belts DIN 2215 and 2216		10	13	17	22	
b_d		8.5	11.0	14.0	19.0	
$b_1 \approx$		11.0	15.0	18.9	26.3	
		11.3	15.4	19.5	27.3	
c		4.0	6.5	8.0	12.0	
e		14 ± 0.3	18 ± 0.3	23.0 ± 0.4	31 ± 0.5	
f		8 ± 0.6	10 ± 0.6	12.5 ± 0.8	17 ± 1.0	
t_{min}		13	18	22.5	31.5	
α		$34^\circ \pm 1^\circ$ d_d 63 to 80	$34^\circ \pm 1^\circ$ d_d 90 to 118	$34^\circ \pm 1^\circ$ d_d 140 to 190	$34^\circ \pm 30'$ d_d 224 to 315	
		$38^\circ \pm 1^\circ$ $d_d > 80$	$38^\circ \pm 1^\circ$ $d_d > 118$	$38^\circ \pm 1^\circ$ $d_d > 190$	$38^\circ \pm 30'$ $d_d > 315$	
α		$34^\circ \pm 1^\circ$ d_d 50 to 80	$34^\circ \pm 1^\circ$ d_d 71 to 118	$34^\circ \pm 1^\circ$ d_d 112 to 190	$34^\circ \pm 30'$ d_d 180 to 315	
		$38^\circ \pm 1^\circ$ $d_d > 80$	$38^\circ \pm 1^\circ$ $d_d > 118$	$38^\circ \pm 1^\circ$ $d_d > 190$	$38^\circ \pm 30'$ $d_d > 315$	
Face width b_2 for number of grooves z: $b_2 = (z - 1) e + 2 f$		1	16	20	25	34
		2	30	38	48	65
		3	44	56	71	96
		4	58	74	94	127
		5	72	92	117	158
		6	86	110	140	189
		7	100	128	163	220
		8	114	146	186	251
		9	128	164	209	282
		10	142	182	232	313
		11	160	200	255	344
		12	174	218	278	375

Please note the respective minimum pulley diameters.
Attention: Kraftbands are **not** suitable for deep grooved pulleys.

STANDARD RANGE

optibelt **KS** V-GROOVED PULLEYS FOR TAPER BUSHES – GROOVE ACCORDING TO DIN 2211

Profile SPZ/Z/10												
Datum diameter d_2 [mm]	Number of grooves	Design		Weight without bushes [≈ kg]	Taper bush	Datum diameter d_2 [mm]	Number of grooves	Design		Weight without bushes [≈ kg]	Taper bush	
50▲*	1	●	11	0.3	1008	106	1	●	8	0.9	1610	
	2	●	11	0.4	1008		2	●	6	1.1	1610	
56▲*	1	●	11	0.4	1008	106	3	●	6	1.3	1610	
	2	●	11	0.5	1108		4	●	6	1.3	1610	
60▲**	1	●	8	0.2	1008	106	5	●	6	1.5	2012	
	2	●	11	0.6	1108		6*	●	6	1.6	2012	
63	1	●	8	0.2	1108	112	1	●	8	1.0	1610	
	2	●	6	0.3	1108		2	●	6	1.3	1610	
	3	●	6	0.4	1108		3	●	6	1.3	2012	
67	1	●	8	0.3	1108	112	4	●	6	1.5	2012	
	2	●	6	0.4	1108		5	●	6	1.8	2012	
	3	●	6	0.5	1108		6*	●	6	1.9	2012	
71	1	●	8	0.3	1108	118	1	●	8	0.9	1610	
	2	●	6	0.4	1108		2	●	6	1.3	1610	
	3	●	6	0.6	1108		3	●	6	1.6	2012	
75	1	●	8	0.4	1108	118	4	●	6	1.8	2012	
	2	●	6	0.4	1210		5	●	6	1.8	2012	
	3	●	6	0.5	1210		6*	●	6	2.0	2517	
80	1	●	8	0.5	1210	125	1	●	8	1.0	1610	
	2	●	6	0.6	1210		2	●	6	1.4	1610	
	3	●	6	0.7	1210		3	●	2	1.8	2012	
	4	●	6	0.8	1210		4	●	2	2.2	2012	
85	1	●	8	0.6	1210	132	5	●	6	2.3	2012	
	2	●	6	0.5	1610		6*	●	6	2.5	2517	
	3	●	6	0.6	1610		140	1	●	8	1.1	1610
	4	●	6	0.9	1610			2	●	6	1.5	1610
	5	●	6	1.0	1610			3	●	2	2.3	2012
90	1	●	8	0.7	1210	132	4	●	2	2.5	2012	
	2	●	6	0.7	1610		5	●	6	2.7	2517	
	3	●	6	0.8	1610		6*	●	6	2.9	2517	
	4	●	6	1.0	1610		140	1	●	8	1.2	1610
	5	●	6	1.2	1610			2	●	2	1.7	1610
95	1	●	8	0.7	1210	132		3	●	2	2.6	2012
	2	●	6	0.8	1610		4	●	2	2.9	2012	
	3	●	6	0.9	1610		5	●	2	3.2	2517	
	4	●	6	1.1	1610		6*	●	2	3.5	2517	
	5	●	6	1.3	1610		8*	●	4	4.0	2517	
100	1	●	8	0.8	1210	150	1	●	8	1.2	1610	
	2	●	6	0.9	1610		2	●	8	2.0	2012	
	3	●	6	1.1	1610		3	●	2	3.1	2012	
	4	●	6	1.1	1610		4	●	2	3.7	2517	
	5	●	6	1.1	1610		5	●	2	4.0	2517	
	6*	●	6	1.3	2012		6*	●	2	4.4	2517	
						8*	●	4	5.1	2517		

▲ for profile 10 * for profile ZX/X10 ■ for profile XPZ

Number of grooves z	1	2	3	4	5	6	8
Face width b_2 [mm]	16	28	40	52	64	76	100
Taper bush	1008	1108	1210	1610	2012	2517	
Bore d_2 [mm] from ... to ...	10-25	10-28	11-32	14-42	14-50	16-60	

● Solid pulley
 ○ Plate pulley (with or without holes)
 × Spoked pulley
 Material: EN-GJL200 (GG 20)
 DIN EN 1561

* Non stock items

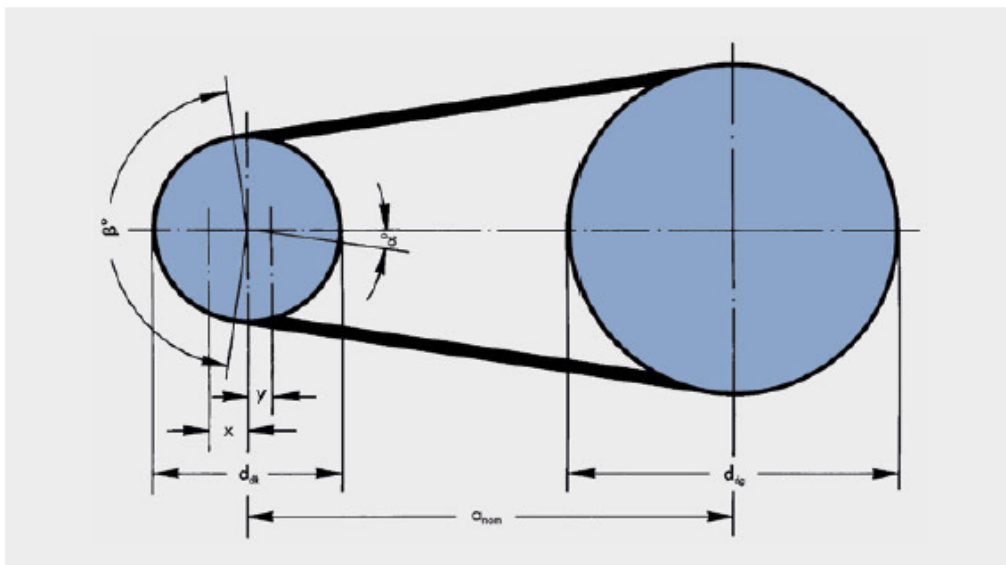
Bore diameter d_2 see page 72

DRIVE CALCULATION EXPLANATION OF SYMBOLS

a	= drive centre distance provisional	[mm]	L_{ih}	= calculated inside belt length	[mm]
a_{nom}	= drive centre distance calculated with a standard belt length	[mm]	L_{jst}	= standard belt datum length	[mm]
b_d	= datum width		L_{dth}	= calculated belt datum length	[mm]
b_1	= top width		n_g	= speed of the larger pulley	[min ⁻¹]
c_1	= arc of contact correction factor		n_k	= speed of the smaller pulley	[min ⁻¹]
c_2	= service factor		n_1	= speed of the driver pulley	[min ⁻¹]
c_3	= belt length factor		n_2	= speed of the driven pulley	[min ⁻¹]
c_4	= number of idlers factor		P	= motor or normal running power	[kW*]
d_{dg}	= datum diameter of large pulley (DIN 2211 Sheet 1, Table 2)	[mm]	P_B	= design power	[kW*]
d_{dk}	= datum diameter of small pulley (DIN 2211 Sheet 1, Table 2)	[mm]	P_N	= nominal power rating per belt	[kW*]
d_{d1}	= datum diameter of the driver pulley	[mm]	S_a	= minimum static shaft loading	[N]
d_{d2}	= datum diameter of the driven pulley	[mm]	T	= minimum static tension per belt	[N]
E	= belt deflection per 100 mm span length	[mm]	v	= belt speed	[m/s]
E_a	= belt deflection for a given span length	[mm]	x	= minimum allowance above centre distance a_{nom} for belt stretch and wear	[mm]
f	= load used to set belt tension	[N]	y	= minimum allowance below centre distance a_{nom} for easy belt fitting	[mm]
f_B	= flex rate	[s ⁻¹]	z	= number of belts	
i	= drive ratio		α	= angle of belt drive = $90^\circ - \frac{\beta}{2}$	[°]
k	= constant for calculating centrifugal force in belt set		β	= arc of contact on small pulley	[°]
L	= span length	[mm]			
L_{jst}	= standard inside belt length	[mm]			

* 1 kW = 1 kNm/s

The terms pitch diameter (d_w), pitch length (L_w) and pitch circumference (U_w) used previously have been changed to datum diameter (d_d), datum length (L_d) and datum circumference (U_d) in order to bring them into line with current standard terminology.



DRIVE CALCULATION

OPTIBELT NOMINAL POWER RATING P_N – ARC OF CONTACT CORRECTION FACTOR c_1

The OPTIBELT nominal power ratings P_N in tables 32 to 68 are based upon an internationally accepted basic formula and a theoretical belt life of 25,000 hours under ideal conditions. This formula contains material constants that take into account the quality of the raw materials used and make allowances for production methods. Due to the special qualities of OPTIBELT V-belts, other material constants than those given in DIN have been taken into account. As a result, the nominal OPTIBELT power ratings P_N significantly exceed the ratings given, for wedge belts according to DIN 7753 Part 2 and for classic V-belts according to DIN 2218, for the same theoretical belt life. The nominal power ratings P_N are based on the smallest loaded pulley in the drive system. The belt power rating value P_N is calculated taking into account

- the datum diameter of the smaller pulley d_{dk}
- the speed of the smaller pulley n_k
- the drive ratio i
- an assumed arc of contact at the smaller pulley of $\beta = 180^\circ$
- a reference belt length for the specific belt profile

In order to account for the actual drive data, based on the arc of contact and the belt lengths employed, correction factors for the arc of contact c_1 and length c_2 have been introduced. If required, drive calculations can be provided for any theoretical belt life.

Intermediate values for nominal power rating, arc of contact and length correction factors can be found via linear interpolation.

The factor c_1 corrects the power rating P_N , when the arc of contact is smaller than 180° , as the P_N value is calculated on the arc of contact $\beta = 180^\circ$ on the smaller pulley.

Table 22

$\frac{d_{dg} - d_{dk}}{a_{nom}}$	$\beta =$	c_1
0	180°	1.00
0.05	177°	1.00
0.10	174°	1.00
0.15	171°	1.00
0.20	168°	0.99
0.25	165°	0.99
0.30	162°	0.99
0.35	160°	0.99
0.40	156°	0.99
0.45	153°	0.98
0.50	150°	0.98
0.55	147°	0.98
0.60	144°	0.98
0.65	141°	0.97
0.70	139°	0.97
0.75	136°	0.97
0.80	133°	0.96
0.85	130°	0.96
0.90	126°	0.96
0.95	123°	0.95
1.00	119°	0.94
1.05	115°	0.94
1.10	112°	0.93
1.15	109°	0.93
1.20	106°	0.92
1.25	103°	0.91
1.30	100°	0.91
1.35	96°	0.90
1.40	92°	0.88
1.45	88°	0.87
1.50	84°	0.86
1.55	80°	0.84
1.60	77°	0.83

DRIVE CALCULATION

LOAD FACTOR c_2

The service factor c_2 takes account of the daily operating time and of the type of driver and driven machine. It applies exclusively to two-pulley drives. Other arrangements such as drives with tension and guide idlers have not been taken into consideration. Pages 129-131 provide the relevant basic design guidelines for drives with more than two pulleys. Adverse operating conditions (e.g. aggressive dust, particularly high ambient temperatures or the effects of various substances) have not been taken into account. As it is practically impossible to cover every conceivable combination of driver/driven machine/operating conditions in a summary that complies with the relevant standards, the service factors are approximate values.

In special cases, e.g. increased starting torque (direct on-line starting of fans), in drives with frequent starts and stops, in systems subject to exceptional shock loads, or when significant masses are to be accelerated or braked, the service factor must be increased.

Empirical value:

With a starting torque > 1.8 this figure is to be divided by 1.5 in order to calculate the minimum load factor c_2 .

Example: Starting torque $MA = 3.0$; c_2 selected 2.0.

Please consult our Applications Engineering Department for the solution of special problems.

Table 23

Examples for Work Machines	Examples for Drive Machines					
	Load factor c_2 for daily operating time (hours)			Load factor c_2 for daily operating time (hours)		
	up to 10	over 10 to 16	over 16	up to 10	over 10 to 16	over 16
Light drives Centrifugal pumps and compressors, belt conveyors (light weight materials), fans and pumps up to 7.5 kW.	1.1	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Medium drives Plate cutters, presses, chain and belt conveyors (heavy materials), vibrating screens, generators and exciters, bakery machinery, machine tools (lathes and grinders), laundry machines, printing machinery, fans and pumps over 7.5 kW.	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Heavy drives Crushing plants, piston compressors, heavy-duty conveyors, directional throw conveyors, push conveyors (screw, plate belts, bucket and shovel conveyors), lifts, briquette presses, textile machinery, paper machinery, piston pumps, excavator pumps, log frame saws, hammer mills.	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Very heavy drives Heavy-duty mills, stone crushers, calenders, mixers, winches, cranes, excavators, heavy-duty wood working machinery.	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

DRIVE CALCULATION

LENGTH FACTOR c_3 FOR OPTIBELT WEDGE BELTS AND KRAFTBANDS

The length factor c_3 takes into account the flex rate of the belt based on the reference length for the particular belt profile.

This results in the following relationships:
 belt length > reference length $c_3 > 1.0$
 belt length = reference length $c_3 = 1.0$
 belt length < reference length $c_3 < 1.0$

Table 24

Profile SPZ, XPZ		Profile SPA, XPA		Profile SPB, XPB		Profile SPC, XPC	
Datum length [mm]	c_3	Datum length [mm]	c_3	Datum length [mm]	c_3	Datum length [mm]	c_3
630	0.83	800	0.81	1250	0.83	2000	0.85
670	0.84	850	0.82	1320	0.84	2120	0.86
710	0.85	900	0.83	1400	0.85	2240	0.86
750	0.86	950	0.84	1500	0.86	2360	0.87
800	0.87	1000	0.85	1600	0.87	2500	0.88
850	0.88	1060	0.86	1700	0.88	2650	0.89
900	0.89	1120	0.86	1800	0.89	2800	0.90
950	0.90	1180	0.87	1900	0.90	3000	0.91
1000	0.91	1250	0.88	2000	0.91	3150	0.91
1060	0.92	1320	0.89	2120	0.92	3350	0.92
1120	0.93	1400	0.90	2240	0.93	3550	0.93
1180	0.94	1500	0.91	2360	0.93	3750	0.94
1250	0.95	1600	0.92	2500	0.94	4000	0.95
1320	0.96	1700	0.93	2650	0.95	4250	0.96
1400	0.98	1800	0.94	2800	0.96	4500	0.97
1500	0.99	1900	0.95	3000	0.97	4750	0.98
1600	1.00	2000	0.96	3150	0.98	5000	0.98
1700	1.01	2120	0.97	3350	0.99	5300	0.99
1800	1.02	2240	0.98	3550	1.00	5600	1.00
1900	1.03	2360	0.99	3750	1.01	6000	1.01
2000	1.04	2500	1.00	4000	1.02	6300	1.02
2120	1.05	2650	1.01	4250	1.03	6700	1.03
2240	1.06	2800	1.02	4500	1.04	7100	1.04
2360	1.07	3000	1.03	4700	1.04	7500	1.04
2500	1.08	3150	1.04	5000	1.05	8000	1.05
2650	1.09	3350	1.05	5300	1.06	8500	1.06
2800	1.10	3550	1.06	5600	1.07	9000	1.07
3000	1.11	3750	1.07	6000	1.08	9500	1.08
3150	1.12	4000	1.08	6300	1.09	10000	1.09
3350	1.13	4250	1.09	6700	1.10	10600	1.09
3550	1.15	4500	1.10	7100	1.11	11200	1.10
3750	1.16	4750	1.11	7500	1.12	11800	1.11
4000	1.17	5000	1.12	8000	1.13	12500	1.12
4250	1.18	5300	1.13	8500	1.14	13200	1.13
4500	1.19	5600	1.14	9000	1.15	14000	1.14
		6000	1.15	9500	1.16	15000	1.15
				10000	1.17		



DRIVE CALCULATION

GUIDELINES FOR SELECTING THE SUITABLE PROFILES FOR V-BELTS AND KRAFTBANDS

Diagram 4: optibelt SUPER X-POWER M=S wedge belts

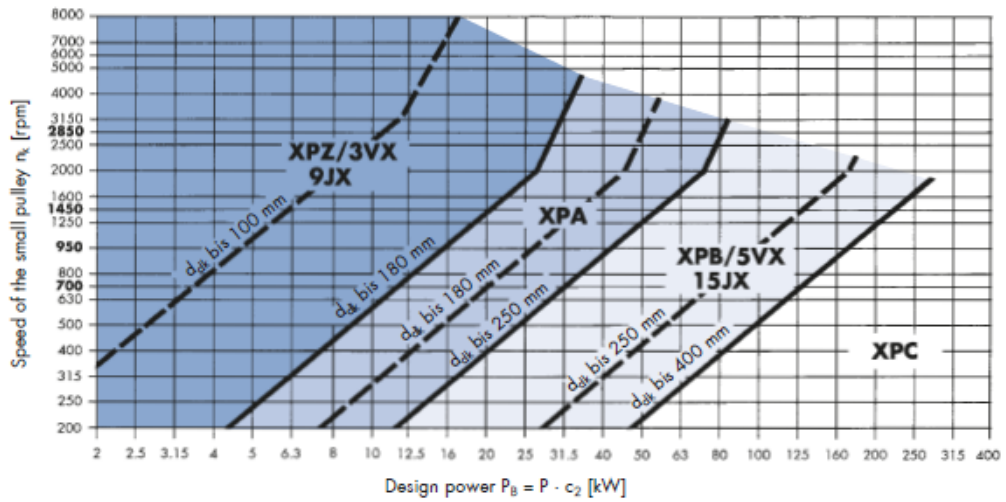
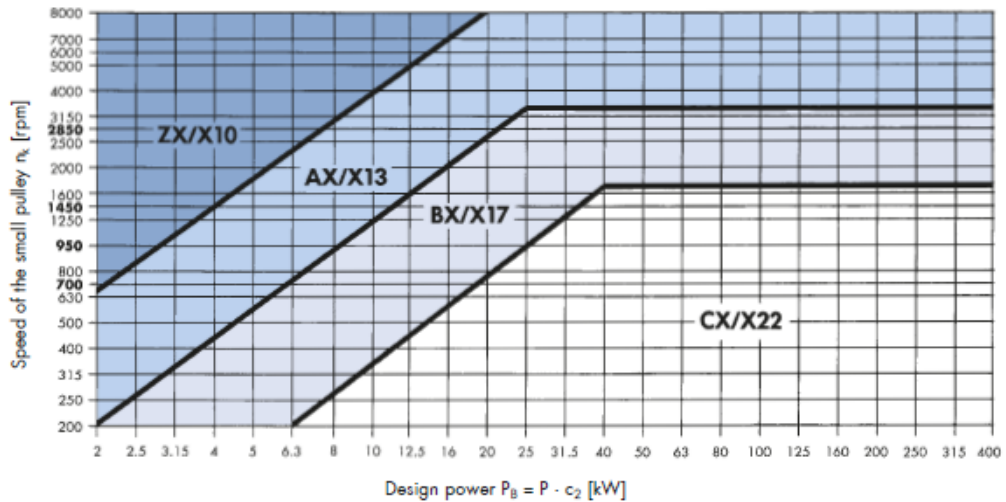


Diagram 5: optibelt SUPER TX M=S V-belts



DRIVE CALCULATION

MINIMUM ALLOWANCE X/Y FOR ADJUSTING CENTRE DISTANCE a_{nom}

Table 27: optibelt SK wedge belts

Datum length [mm]	Minimum allowance x [mm] – for tensioning	Minimum allowance y [mm] – for easy fitting			
		SPZ, XPZ	SPA, XPA	SPB, XPB	SPC, XPC
487 ≤ 670	10	10	10	–	–
> 670 ≤ 1000	15	15	15	–	–
> 1000 ≤ 1250	20	15	15	–	–
> 1250 ≤ 1800	25	20	20	20	–
> 1800 ≤ 2240	25	20	20	20	25
> 2240 ≤ 3000	35	20	20	20	30
> 3000 ≤ 4000	45	20	20	20	30
> 4000 ≤ 5000	55	20	20	25	30
> 5000 ≤ 6300	70	25	25	30	35
> 6300 ≤ 8000	85	25	25	35	40
> 8000 ≤ 10000	110	30	30	35	45
> 10000 ≤ 12500	135	–	–	35	45
> 12500 ≤ 15000	150	–	–	45	55
> 15000 ≤ 18000	190	–	–	45	55

Table 28: optibelt SK wedge belts

Datum length	Outside length [mm]	Minimum allowance x [mm] – for tensioning	Minimum allowance y [mm] – for easy fitting		
			3V/9N, 3VX/9NX	5V/15N, 5VX/15NX	8V/25N
> 265 ≤ 400	> 673 ≤ 1016	15	15	–	–
> 400 ≤ 475	> 1016 ≤ 1206	20	15	–	–
> 475 ≤ 710	> 1206 ≤ 1803	25	20	20	–
> 710 ≤ 850	> 1803 ≤ 2159	25	20	20	–
> 850 ≤ 1180	> 2159 ≤ 2997	35	20	20	40
> 1180 ≤ 1600	> 2997 ≤ 4064	45	20	20	40
> 1600 ≤ 2000	> 4064 ≤ 5080	55	20	25	40
> 2000 ≤ 2500	> 5080 ≤ 6350	70	–	30	45
> 2500 ≤ 3150	> 6350 ≤ 8001	85	–	35	45
> 3150 ≤ 4000	> 8001 ≤ 10160	110	–	35	50
> 4000 ≤ 5000	> 10160 ≤ 12700	135	–	35	50
> 5000 ≤ 6000	> 12700 ≤ 15240	150	–	45	60
> 6000 ≤ 7100	> 15240 ≤ 18034	190	–	45	60

DRIVE CALCULATION FORMULAS AND CALCULATION EXAMPLE

Drive machine



3-phase motor
 $P = 132 \text{ kW}$
 $n_1 = 1485 \text{ rpm}$
 Star delta start
 Starting torque $M_A = 0.65 M_N$

Operating conditions



Daily operation: approx. 18 hours
 Number of starts: one per day
 Operating conditions:
 normal room temperature, no exposure
 to oil, water or dust
 Drive centre distance: between
 1300 and 1500 mm, variable
 Pulley diameter: $d_{d1} \leq 300 \text{ mm}$

Driven machine



Fan
 $P = 132 \text{ kW}$
 $n_2 = 825 \pm 15 \text{ rpm}$
 Start-up: under load
 Type of loading: continuous

Note: The calculation takes into account the standard specified according to ISO for datum diameter d_d (formerly pitch diameter d_w) and datum length L_d (formerly pitch length L_w).

Formulas

Load factor

c_2 from table 23, page 75

Design power

$$P_b = P \cdot c_2$$

Selection of belt profile

from diagram 2, page 80

Speed ratio

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{d2}}{d_{d1}}$$

Datum diameter of the grooved pulley

d_{d1} selected from table 15, page 52

$$d_{d2} = d_{d1} \cdot i$$

$$d_{d1} = \frac{d_{d2}}{i}$$

Calculation example

$$c_2 = 1.3$$

$$P_b = 132 \cdot 1.3 = 171.6 \text{ kW}$$

SPB

$$i = \frac{1485}{825} = 1.8$$

$$d_{d1} = 280 \text{ mm selected}$$

$$d_{d2} = 280 \text{ mm} \cdot 1.8 = 504$$

$$d_{d1} = 500 \text{ mm selected from table 15, page 52}$$

DRIVE CALCULATION FORMULAS AND CALCULATION EXAMPLE

Formulas

Verification of driven unit speed

$$i_{\text{vorh}} = \frac{d_{d2}}{d_{d1}}$$

$$n_{2 \text{ vorh}} = \frac{n_1}{i_{\text{vorh}}}$$

Drive centre distance (preliminary choice)

$$\text{recommended: } a > 0.7 (d_{dg} + d_{dk})$$

$$a < 2 (d_{dg} + d_{dk})$$

Datum length of the V-belt

$$L_{dth} \approx 2 a + 1.57 (d_{dg} + d_{dk}) + \frac{(d_{dg} - d_{dk})^2}{4 a}$$

actual:

$$L_{dth} = 2 a \cdot \sin \frac{\beta}{2} + \frac{\pi}{2} (d_{dg} + d_{dk}) + \frac{\alpha - \pi}{180^\circ} (d_{dg} - d_{dk})$$

Centre distance

Calculated from L_{dSt} and L_{dth}

$$\text{(if } L_{dSt} > L_{dth}) \quad a_{\text{nom}} \approx a + \frac{L_{dSt} - L_{dth}}{2}$$

$$\text{(if } L_{dSt} < L_{dth}) \quad a_{\text{nom}} \approx a - \frac{L_{dth} - L_{dSt}}{2}$$

actual:

$$a_{\text{nom}} = \frac{L_{dSt} - \frac{\pi}{2} (d_{dg} + d_{dk})}{4} + \sqrt{\left[\frac{L_{dSt} - \frac{\pi}{2} (d_{dg} + d_{dk})}{4} \right]^2 - \frac{(d_{dg} - d_{dk})^2}{8}}$$

Minimum allowance x/y for adjusting centre distance a_{nom}

x/y from table 28, page 82

Calculation example

$$i_{\text{vorh}} = \frac{500}{280} = 1.79$$

$$n_{2 \text{ vorh}} = \frac{1485}{1.79} = 830 \text{ min}^{-1}$$

required:
825 ± 15 rpm
(requirement met)

$$a = 1400 \text{ mm selected}$$

$$L_{dth} \approx 2 \cdot 1400 + 1.57 \cdot 780 + \frac{220^2}{4 \cdot 1400} \approx 4033 \text{ mm}$$

next standard length selected from page 27

$$L_{dSt} = 4000 \text{ mm}$$

$$a_{\text{nom}} \approx 1400 - \frac{4033 - 4000}{2} \approx 1383.5 \text{ mm}$$

$$x \geq 45 \text{ mm} / y \geq 20 \text{ mm}$$

Speed and flex rate of belt

$$v = \frac{d_{dk} \cdot n_k}{19100} \quad (v_{\text{max}} \approx 55 \text{ m/s})$$

$$f_b = \frac{2 \cdot 1000 \cdot v}{L_{dSt}} \quad (f_{b \text{ max}} \approx 100 \text{ s}^{-1})$$

$$v = \frac{280 \cdot 1485}{19100} = 21.76 \text{ m/s}$$

$$f_b = \frac{2 \cdot 1000 \cdot 21.76}{4000} = 10.88 \text{ s}^{-1}$$

DRIVE CALCULATION FORMULAS AND CALCULATION EXAMPLE

Formulas

Arc of contact and correction factor

$$\frac{d_{dg} - d_{dk}}{a_{nom}}$$

β° approximate and c_1 from table 22, page 74

$$\text{actual: } \cos \frac{\beta}{2} = \frac{d_{dg} - d_{dk}}{2 a_{nom}}$$

Length factor

c_3 from table 24, page 76

Nominal power per belt

$$P_N \text{ for } \begin{cases} d_{dk} = 280 \text{ mm} \\ i = 1.79 \\ n_k = 1485 \text{ min}^{-1} \end{cases} \text{ profile SPB from table 43, page 100}$$

Number of belts:

$$z = \frac{P \cdot c_2}{P_N \cdot c_1 \cdot c_3}$$

Profile SPB:

Minimum static tension per belt

(multiply by factor 1.3 at initial installation)

$$T \approx \frac{500 \cdot (2.04 - c_1) \cdot P_B}{c_1 \cdot z \cdot v} + k \cdot v^2$$

k from diagram 8, page 138

Minimum static shaft load

(multiply by factor 1.3 at initial installation)

$$S_a \approx 2 T \cdot \sin \frac{\beta}{2} \cdot z$$

Belt deflection

$$E_a \approx \frac{E \cdot L}{100}$$

E from diagram 8, page 138

$$L = a_{nom} \cdot \sin \frac{\beta}{2}$$

Calculation example

$$\frac{500 - 280}{1383.5} = 0.16$$

$$\left. \begin{array}{l} \beta \approx 170^\circ \\ c_1 = 1.0 \end{array} \right\} \text{linearly interpolated}$$

$$c_3 = 1.02$$

$$P_N = 20.63 + 1.24 = 21.87 \text{ kW}$$

$$z = \frac{132 \cdot 1.3}{21.87 \cdot 1.0 \cdot 1.02} = 7.69$$

suggested:

8 optibelt SK wedge belts: SPB 4000 L₄ S=C plus

$$T \approx \frac{500 \cdot (2.04 - 1.0) \cdot 171.6}{1.0 \cdot 8 \cdot 21.76} + 0.19 \cdot 473.5 \approx 593 \text{ N}$$

initial installation:

$$T = 593 \text{ N} \cdot 1.3 = 771 \text{ N}$$

$$S_a \approx 2 \cdot 593 \cdot 0.9962 \cdot 8 \approx 9452 \text{ N}$$

initial installation:

$$S_a = 9452 \text{ N} \cdot 1.3 = 12288 \text{ N}$$

$$E_a \approx \frac{2.7 \cdot 1378}{100} \approx 37 \text{ mm}$$

$$E \approx 2.7 \text{ mm}$$

$$L = 1383.5 \cdot 0.9962 = 1378 \text{ mm}$$

POWER RATINGS

optibelt **SUPER X-POWER M=5** PROFILE XPZ, 3VX, 9JX

NOMINAL POWER RATING P_N [kW] FOR $\beta = 180^\circ$ AND $L_d = 1600$ mm

Table 57

Pulleys v [m/s]	n_1 [min ⁻¹]	Datum diameter of small pulley d_g [mm]																Additional power [kW] per belt for speed ratio i		
		56	60	63	71	80	85	90	95	100	112	125	140	160	180	200	1.01 to 1.05	1.06 to 1.26	1.27 to 1.57	
Specially-balanced	700	0.72	0.84	0.92	1.14	1.39	1.53	1.80	1.94	2.26	2.42	2.61	3.00	3.51	4.02	4.53	0.01	0.06	0.08	0.10
	950	0.92	1.07	1.18	1.48	1.80	1.98	2.34	2.52	2.94	3.15	3.39	3.91	4.58	5.25	5.90	0.01	0.08	0.11	0.13
	1450	1.27	1.49	1.65	2.08	2.54	2.83	3.35	3.60	4.22	4.52	4.87	5.61	6.58	7.52	8.44	0.02	0.12	0.16	0.20
	2850	2.07	2.46	2.76	3.54	4.39	4.86	5.78	6.24	7.30	7.82	8.42	9.67	11.26	12.77	14.17	0.04	0.23	0.32	0.40
	100	0.14	0.16	0.18	0.22	0.26	0.28	0.33	0.35	0.41	0.43	0.46	0.53	0.62	0.71	0.80	0.00	0.01	0.01	0.01
	200	0.26	0.30	0.32	0.39	0.47	0.52	0.61	0.65	0.75	0.80	0.86	0.99	1.15	1.32	1.49	0.00	0.02	0.02	0.03
	300	0.36	0.42	0.46	0.56	0.67	0.74	0.87	0.93	1.08	1.15	1.24	1.42	1.66	1.90	2.14	0.00	0.02	0.03	0.04
	400	0.46	0.53	0.58	0.71	0.86	0.95	1.11	1.19	1.39	1.48	1.60	1.83	2.15	2.46	2.76	0.00	0.03	0.05	0.06
	500	0.55	0.64	0.70	0.86	1.05	1.15	1.35	1.45	1.69	1.81	1.94	2.23	2.62	2.99	3.37	0.01	0.04	0.06	0.07
	600	0.64	0.74	0.81	1.01	1.22	1.34	1.58	1.70	1.98	2.12	2.28	2.62	3.07	3.51	3.95	0.01	0.05	0.07	0.08
	700	0.72	0.84	0.92	1.14	1.39	1.53	1.80	1.94	2.26	2.42	2.61	3.00	3.51	4.02	4.53	0.01	0.06	0.08	0.10
	800	0.80	0.93	1.03	1.28	1.56	1.72	2.02	2.18	2.54	2.72	2.93	3.37	3.95	4.52	5.08	0.01	0.06	0.09	0.11
	900	0.88	1.02	1.13	1.41	1.72	1.90	2.24	2.41	2.81	3.01	3.24	3.73	4.37	5.01	5.63	0.01	0.07	0.10	0.13
	1000	0.96	1.11	1.23	1.54	1.88	2.07	2.45	2.63	3.08	3.29	3.55	4.09	4.79	5.48	6.17	0.01	0.08	0.11	0.14
	1100	1.03	1.20	1.33	1.66	2.04	2.24	2.65	2.86	3.34	3.57	3.85	4.43	5.20	5.95	6.69	0.01	0.09	0.12	0.15
	1200	1.10	1.28	1.42	1.79	2.19	2.41	2.86	3.07	3.59	3.85	4.15	4.78	5.60	6.41	7.21	0.01	0.10	0.14	0.17
	1300	1.17	1.37	1.52	1.93	2.34	2.58	3.05	3.29	3.84	4.12	4.44	5.11	6.00	6.96	7.71	0.02	0.10	0.15	0.18
	1400	1.24	1.45	1.61	2.03	2.49	2.74	3.25	3.50	4.09	4.39	4.73	5.45	6.38	7.30	8.20	0.02	0.11	0.16	0.19
	1500	1.30	1.53	1.70	2.14	2.63	2.91	3.44	3.71	4.34	4.65	5.01	5.77	6.77	7.74	8.69	0.02	0.12	0.17	0.21
	1600	1.37	1.61	1.78	2.25	2.78	3.06	3.63	3.91	4.58	4.91	5.29	6.09	7.14	8.16	9.16	0.02	0.13	0.18	0.22
	1700	1.43	1.68	1.87	2.37	2.92	3.22	3.82	4.11	4.82	5.16	5.56	6.41	7.51	8.58	9.62	0.02	0.14	0.19	0.24
	1800	1.49	1.76	1.95	2.48	3.06	3.37	4.00	4.31	5.05	5.41	5.83	6.72	7.87	8.99	10.07	0.02	0.14	0.20	0.25
	1900	1.55	1.83	2.04	2.59	3.19	3.53	4.18	4.51	5.28	5.66	6.10	7.02	8.22	9.39	10.52	0.02	0.15	0.22	0.26
	2000	1.61	1.90	2.12	2.69	3.33	3.67	4.36	4.70	5.51	5.90	6.36	7.32	8.57	9.78	10.95	0.02	0.16	0.23	0.28
	2100	1.67	1.97	2.20	2.80	3.46	3.82	4.54	4.89	5.73	6.14	6.62	7.62	8.91	10.16	11.37	0.03	0.17	0.24	0.29
2200	1.72	2.04	2.28	2.90	3.59	3.97	4.71	5.08	5.95	6.38	6.87	7.91	9.25	10.54	11.78	0.03	0.18	0.25	0.31	
2300	1.78	2.11	2.36	3.00	3.72	4.11	4.88	5.26	6.17	6.61	7.12	8.19	9.58	10.91	12.18	0.03	0.18	0.26	0.32	
2400	1.83	2.18	2.43	3.10	3.84	4.25	5.05	5.45	6.38	6.84	7.37	8.47	9.90	11.26	12.57	0.03	0.19	0.27	0.33	
2500	1.89	2.24	2.51	3.20	3.97	4.39	5.22	5.63	6.59	7.06	7.61	8.75	10.22	11.61	12.94	0.03	0.20	0.28	0.35	
2600	1.94	2.31	2.58	3.30	4.09	4.53	5.38	5.80	6.80	7.29	7.85	9.02	10.52	11.95	13.31	0.03	0.21	0.30	0.36	
2700	1.99	2.37	2.65	3.39	4.21	4.66	5.54	5.98	7.00	7.50	8.08	9.29	10.83	12.29	13.66	0.03	0.22	0.31	0.38	
2800	2.04	2.43	2.72	3.49	4.33	4.80	5.70	6.15	7.20	7.72	8.31	9.55	11.12	12.61	14.01	0.03	0.22	0.32	0.39	
2900	2.09	2.49	2.79	3.58	4.45	4.93	5.86	6.32	7.40	7.93	8.54	9.80	11.41	12.92	14.34	0.04	0.23	0.33	0.40	
3000	2.14	2.55	2.86	3.67	4.57	5.06	6.02	6.49	7.60	8.14	8.76	10.05	11.69	13.22	14.65	0.04	0.24	0.34	0.42	
3100	2.19	2.61	2.93	3.76	4.68	5.18	6.17	6.65	7.79	8.34	8.98	10.29	11.96	13.52	14.96	0.04	0.25	0.35	0.43	
3200	2.23	2.67	3.00	3.85	4.80	5.31	6.32	6.81	7.97	8.54	9.19	10.53	12.23	13.80	15.25	0.04	0.26	0.36	0.45	
3300	2.28	2.73	3.06	3.94	4.91	5.43	6.47	6.97	8.16	8.74	9.40	10.77	12.49	14.08	15.53	0.04	0.26	0.37	0.46	
3400	2.32	2.79	3.13	4.03	5.02	5.56	6.61	7.13	8.34	8.93	9.60	11.00	12.74	14.34	15.79	0.04	0.27	0.39	0.47	
3500	2.37	2.84	3.19	4.11	5.13	5.68	6.76	7.28	8.52	9.12	9.81	11.22	12.98	14.59	16.04	0.04	0.28	0.40	0.49	
3600	2.41	2.90	3.25	4.20	5.23	5.80	6.90	7.44	8.70	9.31	10.00	11.44	13.22	14.83	16.28	0.04	0.29	0.41	0.50	
3700	2.45	2.95	3.32	4.28	5.34	5.91	7.04	7.59	8.87	9.49	10.20	11.65	13.44	15.07	16.50	0.05	0.30	0.42	0.52	
3800	2.50	3.00	3.38	4.36	5.44	6.03	7.17	7.73	9.04	9.67	10.38	11.85	13.66	15.29	16.71	0.05	0.30	0.43	0.53	
3900	2.54	3.05	3.44	4.44	5.54	6.14	7.31	7.88	9.20	9.84	10.57	12.05	13.87	15.50	16.90	0.05	0.31	0.44	0.54	
4000	2.58	3.10	3.49	4.52	5.64	6.25	7.44	8.02	9.36	10.01	10.75	12.25	14.08	15.69	17.08	0.05	0.32	0.45	0.56	
4100	2.61	3.15	3.55	4.60	5.74	6.36	7.57	8.16	9.52	10.18	10.92	12.44	14.27	15.88	17.24	0.05	0.33	0.47	0.57	
4200	2.65	3.20	3.61	4.67	5.84	6.47	7.70	8.29	9.67	10.34	11.09	12.62	14.46	16.05	17.39	0.05	0.34	0.48	0.58	
4300	2.69	3.25	3.66	4.75	5.93	6.57	7.82	8.43	9.83	10.50	11.26	12.79	14.63	16.22	17.52	0.05	0.34	0.49	0.60	
4400	2.73	3.30	3.72	4.82	6.03	6.68	7.94	8.56	9.97	10.65	11.42	12.96	14.80	16.37	17.63	0.05	0.35	0.50	0.61	
4500	2.76	3.34	3.77	4.89	6.12	6.78	8.06	8.68	10.12	10.80	11.58	13.13	14.96	16.50	17.73	0.06	0.36	0.51	0.63	
4600	2.80	3.39	3.82	4.97	6.21	6.88	8.18	8.81	10.26	10.95	11.73	13.28	15.11	16.63	17.81	0.06	0.37	0.52	0.64	
4700	2.83	3.43	3.87	5.03	6.30	6.98	8.30	8.93	10.40	11.09	11.87	13.43	15.25	16.74	17.87	0.06	0.38	0.53	0.65	
4800	2.86	3.47	3.93	5.10	6.38	7.07	8.41	9.05	10.53	11.23	12.02	13.58	15.38	16.84	17.92	0.06	0.38	0.54	0.67	
4900	2.90	3.52	3.97	5.17	6.47	7.17	8.52	9.17	10.66	11.36	12.15	13.71	15.50	16.92	17.94	0.06	0.39	0.56	0.68	
5000	2.93	3.56	4.02	5.24	6.55	7.26	8.63	9.28	10.78	11.49	12.28	13.84	15.61	17.00	17.95	0.06	0.40	0.57	0.70	
5100	2.96	3.60	4.07	5.30	6.63	7.35	8.73	9.39	10.90	11.62	12.41	13.97	15.72	17.05	17.94	0.06	0.41	0.58	0.71	
5200	2.99	3.64	4.12	5.36	6.71	7.44	8.83	9.50	11.02	11.74	12.53	14.08	15.81	17.10	17.91	0.06	0.42	0.59	0.72	
5300	3.02	3.68	4.16	5.43	6.79	7.53	8.93	9.61	11.14	11.85	12.65	14.19	15.89	17.13		0.07	0.42	0.60	0.74	
5400	3.05	3.71	4.21	5.49	6.87	7.61	9.03	9.71	11.25	11.96	12.76	14.30	15.96	17.14		0.07	0.43	0.61	0.75	
5500	3.07	3.75	4.25	5.55	6.94	7.69	9.12	9.81	11.35	12.07	12.87	14.39	16.02	17.14		0.07	0.44	0.62	0.77	
5600	3.10	3.79	4.29	5.60	7.02	7.77	9.22	9.90	11.45	12.17	12.97	14.48	16.07	17.13		0.07	0.45	0.64	0.78	
5800	3.15	3.86	4.37	5.72	7.16	7.93	9.39	10.09	11.64	12.36	13.15	14.63	16.14	17.06		0.07	0.46	0.66	0.81	
6000	3.20	3.																		

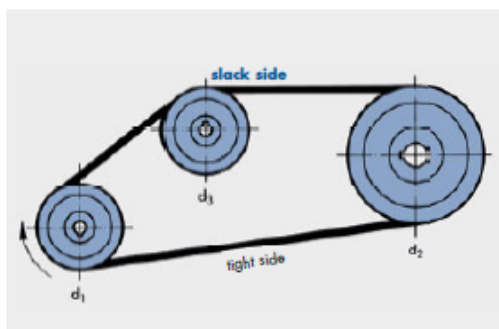
SPECIAL DRIVES TENSION/GUIDE IDLERS

Position of the idler in the belt span

Theoretical power transmission formulas and actual practice have shown that idlers should, wherever possible, be placed in the slack side of the drive. The tension idler force can be reduced very significantly then. A spring loaded idler must not be employed in a reversing drive as the slack and tight sides of the drive are constantly changing.

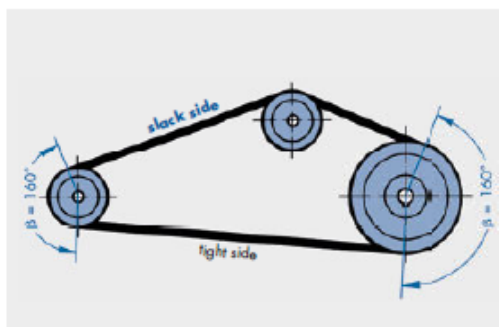
Our Application Engineering Department will be pleased to assist you when spring loaded idlers present special problems.

Fig. 1



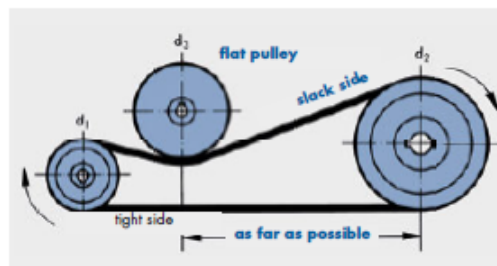
Grooved pulleys can be used as inside idlers anywhere on the slack side. Where possible, however, the arc of contact should be the same on both pulleys when the idler reaches its end position, i.e. belt stretch is at its maximum.

Fig. 2



Flat pulleys, whether used as inside or outside idlers, are to be placed as far as possible away from the grooved pulley on to which the belt runs next. Any alignment errors between the idler and the pulley and the resultant sideways movement of the belt on the pulley are thus avoided.

Fig. 3



On drives with long belt spans, grooved pulleys are the preferred choice for inside idlers because with flat pulleys transverse vibrations and belt turnover can occur.

Minimum diameter for inside idlers

Inside idler > smallest loaded pulley in the drive system

Minimum diameter for outside idlers

Outside idler > 1.35 x smallest loaded pulley in the drive system

Exceptions:

Profile	Diameter of the smallest pulley in the drive [mm]	Minimum diameter of the outside idler [mm]
Z/10	56- 63	90
A/13	71- 90	125
SPZ, 3V/9N	63- 90	125
SPA	90-112	150

The belt service life is significantly reduced if the minimum recommended idler diameter is less than the recommended size. The use of an OPTIBELT special construction can significantly improve service life.

Idler design

Grooved pulleys which are used as idlers can usually have standard groove dimensions. On drives with too severe vibration and long drive centre distances, it is recommended that deep grooved pulleys are used.

Flat pulleys should, if possible, be cylindrical and not crowned. Flanged pulleys are recommended as belt guides. The edges formed by the contact surface and pulley flange should be sharp. Round edges encourage the belt to run on the flanges causing it to turn over.

SPECIAL DRIVES TENSION/GUIDE IDLERS

The face width or the contact surface between the two flanges is calculated as follows:

$$b = b_2 + m$$

b = face width/contact surface [mm]

b_2 = face width of the grooved pulley [mm]

m = additional value [mm]

Profile	Additional value m [mm]
SPZ, 3V/9N, Z/10	15
SPA, A/13	20
SPB, 5V/15N, B/17	25
SPC, C/22	30
8V/25N	35
D/32	40
E/40	45

This also applies to raw edge V-belts

Drive calculation

Calculating the length and determining the number of belts is basically the same as for 2-pulley drives. Certain details are, however, to be noted:

1. Calculate the belt length over two pulleys using the formula: see notes on standards page 172.

$$L_{dth} = 2a + 1.57 (d_{dg} + d_{dk}) + \frac{(d_{dg} - d_{dk})^2}{4a}$$

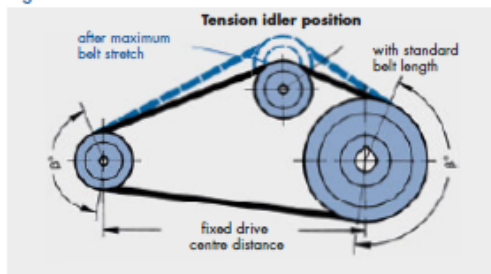
2. As the belt has to be fitted without force with fixed centre distances, the double adjustment y must be added to the belt length L_{dth} (see pages 82/83).

$$L_d = L_{dth} + 2 y$$

3. The next largest standard length L_{dSt} should then be selected. A check should be made, usually on the drawing, to determine whether the belt can be adequately tensioned with the idler in the outermost position. In this idler position, both the standard length L_{dSt} and the double adjustment x must be taken up (see pages 82/83).

$$L_d \text{ for idler end position} = L_{dSt} + 2 x$$

Fig. 4



Number of belts

The use of idlers increases the bending stress in the belts. To avoid a reduction in belt service life, the idler correction factor c_4 must also be included in the calculation. This correction factor takes into account the number of idlers that are larger than the minimum diameter.

Table 72

Number of idlers	c_4
0	1.00
1	0.91
2	0.86
3	0.81

The nominal power rating P_N per belt is, as before, based on the smallest loaded pulley.

Calculation of the arc of contact correction factor c_1 must be based on the smallest contact angle of the loaded pulley which occurs when the belt is stretched to its maximum limit.

Table 73: Arc of contact correction factor c_1

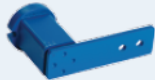









$\beta =$	c_1	$\beta =$	c_1
75°	0.82	175°	1.00
80°	0.84	180°	1.00
85°	0.86	185°	1.00
90°	0.88	190°	1.00
95°	0.90	195°	1.01
100°	0.91	200°	1.01
105°	0.92	205°	1.01
110°	0.93	210°	1.01
115°	0.94	215°	1.01
120°	0.95	220°	1.01
125°	0.96	225°	1.01
130°	0.96	230°	1.01
135°	0.97	240°	1.02
140°	0.97	250°	1.02
145°	0.98		
150°	0.98		
155°	0.99		
160°	0.99		
165°	0.99		
170°	1.00		

The following formula for determining the number of belts is obtained using the idler correction factor c_4 :

$$z = \frac{P \cdot c_2}{P_N \cdot c_1 \cdot c_3 \cdot c_4}$$

C.7. Conjunt tensor

Selection table

	Identification	Characteristics	Working temperature	Details	Illustration	
Standard tensioner devices	SE Standard component	Steel parts ROSTA blue painted. Rubber quality Rubmix 10.	Housing and inner core made out of steel.	-40° to +80° C	Page 4.6	
	SE-G Oil resistant	Steel parts galvanized. Rubber quality Rubmix 20. Marked with yellow dot.		-30° to +90° C	Page 4.6	
	SE-W Heat resistant	Steel parts ROSTA blue painted. Rubber quality Rubmix 40. Marked with red dot. Tension force 40% less than SE.	+80° to +120° C max.	Page 4.6		
Additional tensioner devices	SE-R Reinforced lever arm	Arm and inner core especially welded for use on combustion engines and compressors. Steel parts ROSTA blue painted. Marked with white ring.	Housing and inner core made out of steel, inserts Rubmix 10.	-40° to +80° C	Page 4.6	
	SE-I Stainless steel	For the use in food- and pharmaceutic industries. Material: GX5CrNi19-10. Exception: SE-I 40 made out of X5CrNi18-10.			Page 4.6	
	SE-F Front mounting-device	For installations on blind-hole frames (fixation from the front only). Steel parts ROSTA blue painted. Hex socket screw quality 12.9.			Page 4.7	
	SE-B Boomerang®	For the tensioning of very long chain and belt drives (triple compensation). Steel parts ROSTA blue painted.			Page 4.7	
Accessories chain drives	Sprocket wheel set N	Allows accurate positioning of relevant chain track. Ball-bearings 2Z/C3, permanently lubricated.	-40° to +100° C	Page 4.8		
	Sprocket wheel N					
	Chain rider set P	For double sided use. Max. allowed chain speed 1.5 m/sec. Material: POM-H.	-40° to +100° C	Page 4.9		
Accessories belt drives	Chain rider P					
	Tensioning roller R	Material: PA 6. Ball-bearings 2Z/C3, permanently lubricated.	-35° to +100° C	Page 4.10		

Further information to customized elements and installation examples as from page 4.12.



General technology

The ROSTA tensioners should be installed on a stiff, even and clean machine part by means of the central bolt. The frictional connection on flange is usually fully sufficient for final positioning. The positioning notch on flange can be used to assure the tensioner additionally on uneven and dirty surfaces by setting a roller-pin.

Tensioning force F

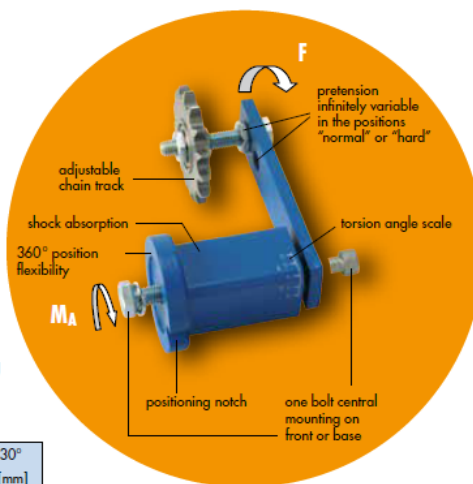
The tensioning force can be continuously adjusted. The max. pre-tensioning angle is +30° out of neutral position. Tensioning force table for types SE / SE-G / SE-R / SE-F / SE-I by using hole-position "normal" for sprocket, rider- and roller fixation.

Size SE	Pre-tension $\approx 10^\circ$		Pre-tension $\approx 20^\circ$		Pre-tension $\approx 30^\circ$	
	F [N]	s [mm]	F [N]	s [mm]	F [N]	s [mm]
11	15	14	40	28	80	40
15	25	17	65	34	135	50
18	75	17	180	34	350	50
27	150	22	380	44	800	65
38	290	30	730	60	1500	87
45	500	39	1300	78	2600	112
50	750	43	2150	86	4200	125

SE-I 40: same tensioning force like SE 38.

SE-W: 40% lower tensioning force than standard versions (Rubmix 40 inserts).

When fixing the sprockets, riders and rollers in arm-position "hard", tensioning force will increase on about 25%.



Tightening moment M_A for attachment screw

Table mentioning the tightening moment for the central screw (included in scope of delivery).

	Quality 8.8	Quality 12.9 only with SE-F
M6	10 Nm	17 Nm
M8	25 Nm	41 Nm
M10	49 Nm	83 Nm
M12	86 Nm	145 Nm
M16	210 Nm	355 Nm
M20	410 Nm	690 Nm
M24	750 Nm	

Mounting instructions

For further mounting instructions please consult the pages 4.9–4.11.

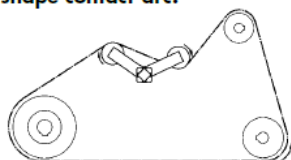
Z-configuration of sprockets or riders

If there is the need to install sprockets, riders or rollers on the outer arm-side of the tensioner, then the distance "Z" should be as little as possible to avoid a misalignment in element parallelism. Furthermore the pre-tension force should not exceed 50% of the capacity = max. pre-tension angle of $\approx 20^\circ$.



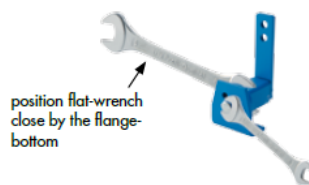
Use of SE-B Boomerang® tensioners

In very long chain and belt drives it was recommendable to install on the slack-side several tensioners, in order to compensate occurring elongation. The "Boomerang" with its bent double-arm equipped with two chain sprockets or a combination of grooved pulley and flat-roller (belt-drives) offers a triple-compensation of chain and belt elongations, due to S-shape contact-arc.



Tensioner mounting

Tighten the flange screw slightly. Grip the housing with flat-wrench and set needful pre-tension by rotating the housing in the required direction. Tighten the central screw according the above mentioned tightening moment M_A .



Tensioner Devices

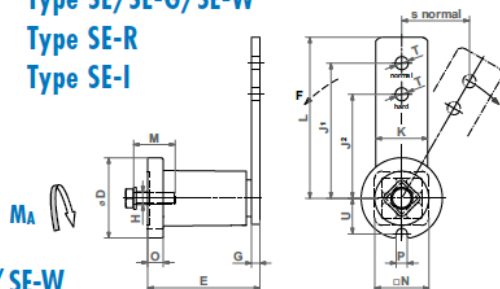


Tensioner Devices

Type SE/SE-G/SE-W

Type SE-R

Type SE-I



Standard Tensioner Devices Types SE / SE-G / SE-W

Type	Art. No.	D	E	G	H	J ¹	J ²	K	L	M	N	O	P	T	U	Weight [kg]
SE 11	06 011 001	35	51 ⁺¹ _{-0.5}	5	M6	80	60	20	90	20	22	6	8	8.5	16.5	0.2
SE 11-G	06 013 201															
SE 15	06 011 002	45	64 ⁺¹ _{-0.5}	5	M8	100	80	25	112.5	25	30	8	8.5	10.5	20.8	0.4
SE 15-G	06 013 202															
SE 15-W	06 015 002															
SE 18	06 011 003	58	79 ^{+1.5} _{-0.5}	7	M10	100	80	30	115	30	35	10.5	8.5	10.5	25.3	0.6
SE 18-G	06 013 203															
SE 18-W	06 015 003															
SE 27	06 011 004	78	108 ⁺² _{-0.5}	8	M12	130	100	50	155	40	52	15	10.5	12.5	34.3	1.7
SE 27-G	06 013 204															
SE 27-W	06 015 004															
SE 38	06 011 005	95	140 ⁺² _{-0.5}	10	M16	175	140	60	205	40	66	15	12.5	20.5	42.0	3.6
SE 38-G	06 013 205															
SE 38-W	06 015 005															
SE 45	06 011 006	115	200 ⁺³ ₋₁	12	M20	225	180	70	260	50	80	18	12.5	20.5	52.0	6.4
SE 45-G	06 013 206															
SE 45-W	06 015 006															
SE 50	06 011 007	130	210 ⁺³ ₋₁	20	M24	250	200	80	290	60	87	20	17	20.5	57.5	9.0
SE 50-G	06 013 207															
SE 50-W	06 015 007															

SE-R Tensioning element with strengthened tensioning arm

Type	Art. No.	D	E	G	H	J ¹	J ²	K	L	M	N	O	P	T	U	Weight [kg]
SE-R 15	06 011 702	45	64 ⁺¹ _{-0.5}	5	M8	100	80	25	112.5	25	30	8	8.5	10.5	20.8	0.4
SE-R 18	06 011 703	58	79 ^{+1.5} _{-0.5}	7	M10	100	80	30	115	30	35	10.5	8.5	10.5	25.3	0.6

SE-I Tensioning element made out of stainless steel, INOX

Type	Art. No.	D	E	G	H	J ¹	J ²	K	L	M	N	O	P	T	U	Weight [kg]
SE-I 15	06 071 111	45	64 ⁺¹ _{-0.5}	5	M8	100	80	25	112.5	25	30	8	8.5	10.5	20.8	0.4
SE-I 18	06 071 112	58	79 ^{+1.5} _{-0.5}	7	M10	100	80	30	115	30	35	10.5	8.5	10.5	25.3	0.7
SE-I 27	06 071 113	78	108 ⁺² _{-0.5}	8	M12	130	100	50	155	40	52	15	10.5	12.5	34.3	2.1
SE-I 40	06 071 104	100	140 ⁺² _{-0.5}	10	M16	175	140	70	205	40	70	15	12	20.5	41.5	3.8

Further product and performance datas on pages 4.4–4.5.

Tensioner Devices

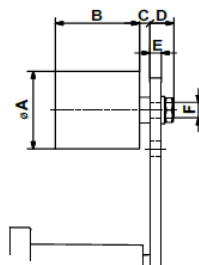


www.rosta.com



Accessories belt drives

Tensioning roller Type R



Type	Art. No.	Max. speed [rpm]	Max. belt width	A	B	C	D	E max.	F	Torque hex nut [Nm]	Size SE	Weight [kg]
R 11	06 580 001	8000	30	30	35	2	14	5	M8	20	11	0.08
R 15/18	06 580 002	8000	40	40	45	6	16	7	M10	20	15/18	0.17
R 27	06 580 003	6000	55	60	60	8	17	8	M12	35	27	0.40
R 38	06 580 004	5000	85	80	90	8	25	10	M20	160	38	1.15
R 45	06 580 005	4500	130	90	135	10	27	12	M20	160	45	1.75

Instructions for belt drives

a) Selection of the adequate ROSTA Tensioner size

Selection table mentioning the most conventional V-belt types.

V-belt type	Width [mm]	Height [mm]	Diam. of smaller pulley [mm]	Initial operation test-force F_1^{**} [N]	Operational test-force F_0^{**} [N]	Size SE* (without SE-W and SE-B)				
						1 belt	2 belts	3 belts	4 belts	5 belts
XPZ, SPZ	10	8	56-71	20	16	11	18	18	18	18
			75-90	22	18	11	18	18	18	18
			95-125	25	20	15	18	18	18	18
			≥ 125	28	22	15	18	18	27	27
XPA, SPA	13	10	80-100	28	22	15	18	18	27	27
			106-140	38	30	15	18	27	27	27
			150-200	45	36	18	18	27	27	27
			≥ 200	50	40	18	18	27	27	38
XPB, SPB	16	13	112-160	50	40	18	18	27	27	38
			170-224	62	50	18	27	27	38	38
			236-355	77	62	18	27	38	38	38
			≥ 355	81	65	18	27	38	38	38
XPC, SPC	22	18	224-250	87	70	18	27	38	38	38
			265-355	115	92	27	38	38	45	45
			≥ 375	144	115	27	38	38	45	45
Z	10	6	56-100	5-7.5		11	11	11	15	15
A	13	8	80-140	10-15		11	15	18	18	18
B	17	10	125-200	20-30		15	18	18	27	27
C	22	12	200-400	40-60		18	27	27	38	38
D	32	19	355-600	70-105		18	27	38	38	45

Tensioner Devices

* General basic selection criteria:

F resulting tensioning force by a pre-tension angle of 20° (see table page 4.5)

F_1 initial operation test-force according guidelines of the belt manufacturer

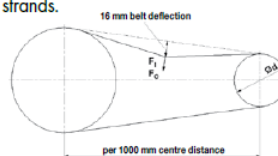
z quantity of belts in drive

2 multiplier for the compensation of belt-slippage and/or of centrifugal force generated on belt strands.

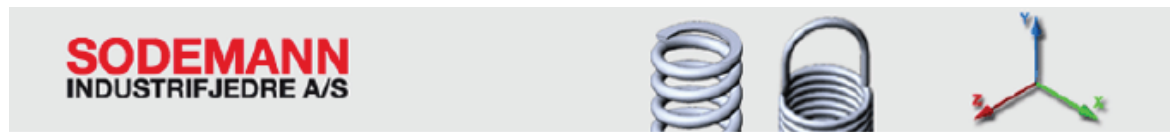
$$F = F_1 \cdot z \cdot 2$$

** required test-force for belt deflection of 16 mm per 1000 mm of centre distance.

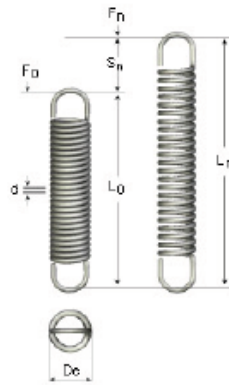
The relevant deflection by shorter or longer centre distance has to be interpolated accordingly.



C.8. Molles del tensor del rodament



Extension springs Serie A Music wire Ø2,80 - 5,00



Stock number

32660

Type

Extension Spring A 32660



Material	DIN 17223 C wire W. nr. 1.1200
d Wire	2.80
De External diameter	14.00
L0 Free Length	44.20
Ln Max loaded length	51.85
sn Max travel	7.65
Fn Max force	400.00
F0 Prestress	58.81
R Constant N/mm	44.60

Created: 2016-02-13 13:25:29

Address: Sodemann Industrifjedre A/S
Industrivej 21
DK-8260 VIBY J
Denmark

Phone:
Fax:
Web:

0045 88 72 00 99
0045 88 29 97 88
www.fjedre.dk, www.fjadrar.se, www.jouset.com,
www.fjaer.net, www.industrial-springs.com

C.9. Acceleròmetres

Low-Cost-Beschleunigungsaufnehmer Low-Cost Accelerometers

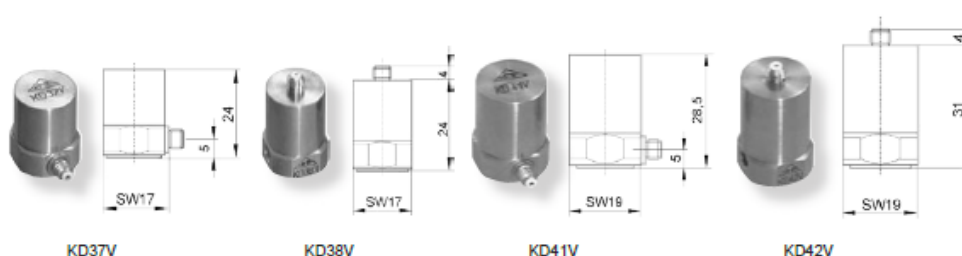
1.3
Sensoren
Sensors
KD37V
KD38V
KD41V
KD42V

Eigenschaften

- Preiswerte Präzisionsaufnehmer mit Kompressionskeramik
- IEPE-Spannungsausgang erlaubt große Kabellängen in EMV-kritischer Umgebung
- Robustes Edelstahlgehäuse
- Befestigung mit M5-Gewinde im Boden

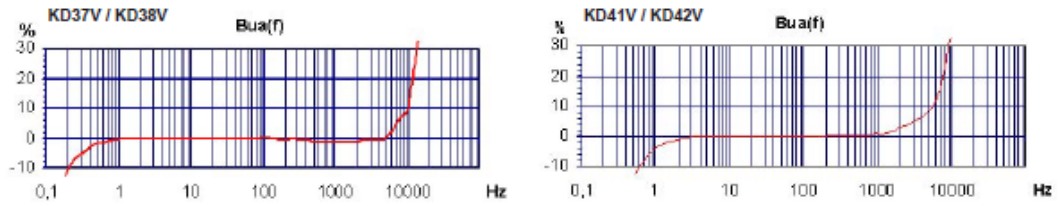
Properties

- Low-cost precision accelerometers with compression ceramics
- IEPE output allows long cables under harsh EMI conditions
- Sturdy stainless steel housing
- M5 mounting thread in base



		KD37V	KD38V	KD41V	KD42V	
Ausgang • Output		IEPE	IEPE	IEPE	IEPE	
Piezosystem • Piezo design		Kompressionsprinzip • Compression design				
Spannungsübertragungsfaktor • Voltage sensitivity	B_{SB}	80±20 %	80±20 %	140±20 %	140±20 %	mV/g
Messbereich • Range	a_x / a_z	± 75	± 75	± 40	± 40	g
Eigenrauschen • Residual noise (20 .. 50 000 Hz)	a_n	80	80	40	40	µg
Konstantstromversorgung • Constant current supply	I_{CONST}	2 .. 20	2 .. 20	2 .. 20	2 .. 20	mA
Arbeitspunktspannung • Output bias voltage	U_{BIAS}	8 .. 12	8 .. 12	8 .. 12	8 .. 12	V
Linearer Frequenzbereich • Linear frequency range	f_{Z10}	3 .. 15000	3 .. 15000	3 .. 11000	3 .. 11000	Hz
	$f_{\text{Z10%}}$	6 .. 10000	6 .. 10000	6 .. 6500	6 .. 6500	Hz
	$f_{\text{Z5%}}$	9 .. 7000	9 .. 7000	9 .. 5000	9 .. 5000	Hz
Resonanzfrequenz • Resonant frequency	f_r	> 20	> 20	> 20	> 20	kHz
Querrichtungsfaktor • Transverse sensitivity	Γ_{ZOMAX}	< 10	< 10	< 10	< 10	%
Verhalten gegenüber Umgebungseinflüssen • Environmental characteristics						
Arbeitstemperaturbereich • Operating temperature range	$T_{\text{min}} / T_{\text{max}}$	-10 / 120	-10 / 120	-10 / 120	-10 / 120	°C
Temperaturkoeffizient • Temperature coefficient	$TK(B_{\text{SB}})$	-0,11	-0,11	-0,11	-0,11	%/K
Temperatursprungempfindlichkeit • Temperature transient sensitivity	b_{ST}	30	30	10	6	ms ⁻² /K
Messobjektdehnungsempfindlichkeit • Base strain sensitivity	b_{BS}	0,2	0,5	0,1	0,1	ms ⁻² /µD
Magnetfeldempfindlichkeit • Magnetic field sensitivity	b_{MB}	10	10	10	5	ms ⁻² /T
Schalldruckempfindlichkeit • Acoustic noise sensitivity	b_{SP}	0,1	0,1	0,03	0,04	ms ⁻² /kPa
Mechanische Daten • Mechanical data						
Masse ohne Kabel • Weight without cable	m	45 / 1,8	45 / 1,8	60 / 2,1	65 / 2,3	g / oz
Gehäusematerial • Case material		Edelstahl • Stainless steel				
Kabelanschluss • Cable connection		radial	axial	radial	axial	
Buchse • Socket		UNF10-32	UNF10-32	UNF10-32	UNF10-32	
Befestigung • Mounting		M5-Bodengewinde • M5 thread in base				

**Typischer Frequenzgang
Typical Amplitude Response**



Passendes Zubehör • Suitable Accessories

KD37V / KD38V / KD41V / KD42V	
Anschluss-zubehör	<ul style="list-style-type: none"> • 050: IEPE-Kabel 2 x UNF 10-32; 1,5 m lang • 051: IEPE-Kabel UNF 10-32 / BNC; 1,5 m lang • 051/5/10: IEPE-Kabel UNF 10-32 / BNC; 5 / 10 m lang • 052: IEPE-Kabel UNF 10-32 / TNC; 1,5 m lang • 016: Kupplung für 2 UNF 10-32-Stecker • 017: Adapter UNF 10-32 / BNC (männlich) • 117: Adapter UNF 10-32 / BNC (weiblich) • 025: Adapter UNF 10-32 / TNC (männlich)
Connection accessories	<ul style="list-style-type: none"> • 050: IEPE cable 2 x UNF 10-32; 1,5 m long • 051: IEPE cable UNF 10-32 / BNC; 1,5 m long • 051/5/10: IEPE cable UNF 10-32 / BNC; 5 / 10 m long • 052: IEPE cable UNF 10-32 / TNC; 1,5 m long • 016: Coupler for 2 UNF 10-32 plugs • 017: Adapter UNF 10-32 / BNC (male) • 117: Adapter UNF 10-32 / BNC (female) • 025: Adapter UNF 10-32 / TNC (male)
Befestigungs-zubehör	<ul style="list-style-type: none"> • 001: Tastspitze M5 • 003: Gewindestift M5 • 005: Bundschraube gegen Bodendehnung • 006: Isolierflansch M5 • 029: Isolierendes Klebepad M5 • 045: Gewindeadapter M5 / UNF 10-32 • 046: Gewindeadapter M5 / 1/4"-28 • 008: Haftmagnet M5 • 030: Triaxial-Befestigungswürfel M5
Mounting accessories	<ul style="list-style-type: none"> • 001: Probe M5 • 003: Mounting stud M5 • 005: Anti-base strain bolt • 006: Insulating flange M5 • 029: Insulating adhesive pad M5 • 045: Thread adapter M5 / UNF 10-32 • 046: Thread adapter M5 / 1/4"-28 • 008: Magnetic base M5 • 030: Triaxial mounting cube M5

Bestellinformation • Ordering Information

KD37V/01; KD38V/01: Aufnehmer mit Zubehöretui; Inhalt: Kabel 050, Adapter 017, Gewindestift 003, Klebewachs 002, Adapter 005, Isolierflansch 006 mit Schlüssel, Tastspitze 001, Haftmagnet 008, Bedienungsanleitung, Kennblatt
 KD41V/01; KD42V/01: Sensor with accessories kit including cable 050, adapter 017, mounting stud 003, adhesive wax 002, adapter 005, insulating flange 006 with wrench, probe 001, magnetic base 008, instruction manual, data sheet

KD37V; KD38V: Aufnehmer mit Kennblatt
 KD41V; KD42V: Sensor with data sheet

Hinweis: Auf Wunsch liefern wir unsere Aufnehmer mit einem kostengünstigen DKD-Kalibrierzertifikat. Preise auf Anfrage.

Note: Our transducers can be supplied with an attractively priced calibration certificate of DKD. Prices on demand.

Änderungen vorbehalten.

Specifications subject to change without prior notice.

Manfred Weber

Metra Meß- und Frequenztechnik in Radebeul e.K.

Meißner Str. 58
 D-01445 Radebeul
 Tel. +49-(0)351-836 2191

P.O.Box 01 01 13
 D-01435 Radebeul
 Fax: +49-(0)351-836 2940

Ausgabe / Edition: 04/10

Internet: www.MMF.de
 Email: Info@MMF.de



C.10. Sistema d'adquisició de dades

Automotive
Energy & Power Analysis
Aerospace
Transportation
General Test & Measurement







DEWE-43

Universal Data Acquisition Instrument

When connected to the high speed USB 2.0 interface of any computer the DEWE-43 becomes a powerful measurement instrument for analog, digital, counter and CAN bus data capture.

Eight simultaneous analog inputs sample data at up to 204.8 kS/s and in combination with DEWETRON Modular Smart Interface modules (MSI) a wide range of sensors are supported

■ Voltage	■ Acceleration
■ Pressure	■ Force
■ Temperature	■ Sound
■ Position	■ RPM
■ Torque	■ Frequency
■ Velocity	■ And more

The included DEWESoft application software adds powerful measurement and analysis capability, turning the DEWE-43 into a dedicated recorder, scope or FFT analyzer.

Key Features

- Best price/performance ratio
- Connects to any computer via USB interface
- 8 simultaneous sampled analog inputs
- 24-bit resolution, up to 204.8 kS/s per channel
- 8 counter inputs or 24 digital inputs
- 2 high speed CAN interfaces
- CPAD2 expansion for static signals
- DEWESoft instrument software included

The DEWE-43 is a perfect fit for

- Mobile applications
- Field-service
- Maintenance
- Debug and diagnostic tasks



www.dewetron.com

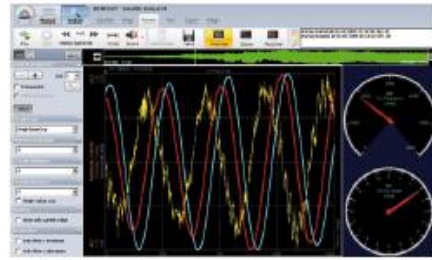
Re-inventing Data Acquisition

PORTABLE INSTRUMENTS DEWE-43

Connectivity

Analog

There are eight analog inputs, each has its own sigma-delta A/D converter and is sampled at up to 204.8 kS/s at 24-bit resolution. Anti-aliasing filters are included for each channel and all are our "universal" type, which can handle full bridges and voltages up to ± 10 V natively and support our tiny Modular Smart Interfaces (MSI). MSIs are able to convert any of the analog inputs to a different input type, including IEPE accelerometer / microphone, ± 200 V, RTDs, thermocouples and charge.



Counter / Digital input

The DEWE-43 offers eight Lemo sockets where each can either be used as one counter input or as three digital inputs – this is a software selection and can be set individually for each socket.

Thanks to the special DEWETRON technology, they are acquired absolutely synchronously to the analog channels. DEWETRON counters are able to perform

- Basic counting
- Frequency measurement
- Gated counting
- Pulse width measurement
- Up/down counting
- Period time measurement
- Two pulse edge separation
- Duty cycle



CAN

The two high speed CAN interfaces are able to acquire data from vehicle CAN – or vehicle OBDII interface – as well as from any sensor outputting CAN data. Additionally DEWETRON CPAD2 modules can be connected to the CAN interface for adding slow channels like temperature.



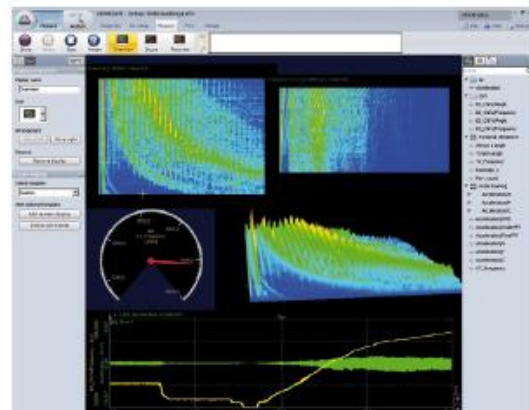
DEWESoft - Data Acquisition Software

The powerful and very easy to use data acquisition software DEWESoft turns the DEWE-43 into a complete measurement instrument.

Synchronous data acquisition of different sources, data export to almost any analysis software as well as the powerful online mathematics and filtering are just a few key features.

- Easy-to-use
- Synchronous data acquisition of different sources
- Data export to almost any analysis package
- Powerful online mathematics and filtering
- Extensions for special applications
- Networkable operation with synchronization
- DCOM programmable extensibility

The standard version of the DEWE-43 includes the basic version DEWESoft-SE and is sufficient for many applications. For measurement tasks like Order Tracking, Human Body Vibration, FRF, Rotational & Torsional Vibration or Sound Level measurement there is an extended DEWE-43-DSA version available which includes the powerful DEWESoft-DSA software. DEWE-43-DSA additionally offers a faster sampling rate of 204.8 kS/s per channel (standard DEWE-43 has 51.2 kS/s per channel).



SPECIFICATIONS	DEWE-43-DSA	DEWE-43
ANALOG INPUT		
Number of channels	8 (simultaneously sampled)	
Measured values	Voltage, full bridge (IEPE, charge, thermocouple and RTD with MSI adapters)	
Resolution	24-bit	
Type of A_{no}	Sigma-Delta	
Sampling rate	DEWE-43-DSA: 204.8 kS/s	DEWE-43: 51.2 kS/s
-3 dB bandwidth	76 kHz @ 204.8 kS/s (25 kHz @ 51.2 kS/s)	
Input Ranges	Voltage	± 0.01 V, ± 0.1 V, ± 1 V, ± 10 V
	Voltage via MSI-BR-V200	up to ± 200 V
	Full bridge	± 10 mV/V, ± 100 mV/V, ± 1000 mV/V
	Half or quarter bridge	With external bridge completion
	IEPE via MSI-BR-ACC	± 0.1 V, ± 1 V, ± 10 V
	Thermocouple via MSI-BR-TH-x	Full range of thermocouple type (isolated thermocouple only)
	Pt100, Pt200, Pt500, Pt1000, Pt2000 and resistance via MSI-BR-RTD	-200°C to 1000°C and 0 to 6.5 kOhm
AMPLIFIER CHARACTERISTICS		
Accuracy	± 0.1 % of range, ± 0.5 mV	
Input impedance	10 M Ω 33 pF (common mode), 20 M Ω 47 pF (differential mode)	
CMRR	>80 dB	
Sensor supply voltage	± 5 V 0.1 % @ 50 mA, 12 V @ 100 mA per channel (total max. 5W)	
Voltage mode coupling	DC	
Overvoltage protection	± 70 V	
DYNAMIC CHARACTERISTICS		
Signal to noise @ $f_c < 1000$ Hz	< 100 dB	
Crosstalk	< 100 dB	
COUNTER/DIGITAL INPUTS		
Number of channels	8 counters or 24 digital inputs (per software each counter can be selected to be 3x digital input)	
Counter modes	Event counting, encoder input, period, pulsewidth, duty cycle, frequency measurement	
Resolution	32-bit	
Time base	102.4 MHz	
Signal levels	TTL/CMOS	
Input voltage protection	30 V	
CAN INPUTS		
Number of channels	2	
Specification	CAN 2.0B, up to 1 Mbaud	
Physical layer	High speed	
ENVIRONMENTAL		
Operating temperature	0 to 50°C	
Storage temperature	-20 to 70°C	
Relative humidity	95 % non condensing @ 60°C	
PROCESSING		
System	Requires PC based system with DEWESoft software	
Interface	USB 2.0	
POWER REQUIREMENTS		
Supply voltage	6 to 36 V _{DC}	
Supply overvoltage protection	80 V	
Negative input voltage protection	-30 V	
Typical power consumption	Typ. 5 W (max. 11 W at full sensor supply load)	
PHYSICAL		
Dimensions (L x W x H)	223 x 78 x 45 mm (7.78 x 3.08 x 1.77 inch)	
Weight	0.72 kg	
SOFTWARE		
Displays	Recorder, Scope, FFT, 3D Waterfall FFT, Octave, ...	
Triggers	Edge, Filtered Edge, Window, Pulsewidth, Slope, FFT, ...	
Online standard mathematics	Formula editor, FIR-, IIR-, FFT-filter, basic statistics, reference curve	
Online special mathematics	DEWE-43-DSA: Human Body Vibration, Order Tracking, Rotational & Torsional Vibration, Sound Level, Frequency Response Function	-

PORTABLE INSTRUMENTS DEWE-43



D. Plànols