

# Sumari

<b>SUMARI</b>	<b>1</b>
<b>ANNEX A. CÀLCULS</b>	<b>3</b>
A.1. Càlcul de les velocitats d'arrossegament del gra.....	3
A.2. Estudi cinemàtic i dinàmic dels crivells oscil·lants .....	5
A.2.1. Estudi cinemàtic dels crivells.....	5
A.2.2. Estudi dinàmic dels crivells .....	8
A.3. Càlcul i disseny del volant d'inèrcia.....	11
A.4. Selecció del cap de ròtula.....	15
A.4.1. Càlcul del cap de ròtula.....	15
A.4.2. Càlcul del suport dels caps de ròtula.....	17
A.5. Càlcul de la transmissió principal per corretja.....	19
A.6. Selecció de les guies del carro de crivellat.....	25
A.7. Càlcul de l'eix més sol·licitat.....	29
A.7.1. Càlcul de l'eix en condicions de funcionament continu .....	29
A.7.2. Càlcul de l'eix en condicions de moviment imminent.....	33
A.8. Càlcul d'un rodament de l'eix que acciona els crivells .....	35
<b>ANNEX B. MEMÒRIA ECONÒMICA</b>	<b>37</b>
B.1. Cost dels components que es compren .....	37
B.2. Cost dels components que es fabriquen .....	40
B.2.1. Subconjunt bastidor .....	40
B.2.2. Subconjunt cilindre.....	41
B.2.3. Subconjunt estructura.....	41
B.2.4. Subconjunt ventilador.....	42
B.2.5. Subconjunt crivells .....	42
B.3. Costos d'enginyeria.....	43
B.4. Balanç econòmic .....	44
<b>ANNEX C. CATÀLEGS DELS COMPONENTS</b>	<b>47</b>
C.1. Ventilador .....	47
C.2. Ròtula .....	50
C.3. Guies lineals.....	53
C.4. Rodaments.....	58
C.5. Junta homocinètica Cardan .....	65
C.6. Tub estructural.....	74



**ANNEX D. NORMATIVA** \_\_\_\_\_ **77**

D.1. Norma UNE 68-006-88: “Enganches de tres puntos montados en la parte trasera” .....	77
D.2. Norma ISO 500 (perfils estàndard per a tractors) .....	86
D.3. Perfils estàndard per a maquinària agrícola .....	87



## ANNEX A. CÀLCULS

En aquest annex es detallen els càlculs dels diferents paràmetres i sistemes principals de la màquina objecte d'estudi. L'annex reflexa els càlculs tan sols d'aquells òrgans que mereixen un estudi detallat i que són part principal en el funcionament de la màquina.

### A.1. Càlcul de les velocitats d'arrossegament del gra

El fonament de la separació de partícules en el qual es sustenten totes les màquines de batre està basat en que una partícula sotmesa a una corrent d'aire està afectada per una força en la direcció del flux. D'aquesta manera, quan la partícula objecte d'estudi es troba en equilibri amb el flux d'aire es compleix que el pes d'aquesta partícula és igual a la força mínima de sustentació de la llavor.

En aquest sentit, un dels principals paràmetres que cal determinar per al correcte disseny de tota màquina de batre és el de les velocitats d'arrossegament del gra, velocitat d'aire límit que no pot superar el ventilador.

La força de sustentació o arrossegament  $F_a$  es determina en funció dels coeficients adimensionals de resistència a l'avanç i sustentació, segons es mostra a l'equació A.1.1, on el coeficient d'arrossegament  $C_D$  depèn del Reynolds, el qual es mostra a l'equació A.1.2. El gra o llavor serà emportat pel sistema de ventilació quan la força d'arrossegament ( $F_a$ ) sigui igual o major al propi pes de la partícula ( $P_g$ ). S'imposa la condició d'igualtat en la que la força d'arrossegament és igual al propi pes de la partícula de manera que quan la velocitat relativa entre el gra i l'aire sigui igual a la velocitat d'arrossegament, la llavor es veurà arrossegada. Llavors, igualant velocitats s'arriba a l'expressió o equació A.1.3 en el cas de partícules esfèriques.

$$F_a = A_g \cdot p_a \cdot C_D = \frac{1}{2} \cdot C_D \cdot r_a \cdot A_g \cdot v^2 \quad (\text{Eq. A.1.1})$$

$$\text{Re} = \frac{D_g \cdot v}{u} \quad (\text{Eq. A.1.2})$$

$$\frac{\text{Re} \cdot u}{D_g} = \sqrt{\frac{4 \cdot g \cdot D_g \cdot (r_g - r_a)}{3 \cdot r_a \cdot C_D}} \quad (\text{Eq. A.1.3})$$

Al no conèixer el número de Reynolds ni el coeficient d'arrossegament, cal emprar el mètode d'assaig i error, per a diferents valors dels dos paràmetres, considerant-los correctes quan



es compleixi la igualtat de l'equació A.1.3 en un marge prou aproximat, sabent que els coeficients d'arrossegament en Reynolds turbulents (condició de treball de la màquina) són propers a 0,5. Es tracten les dades en una fulla d'excel i s'obtenen les següents dades tabulades:

Densitat aire [kg/m <sup>3</sup> ]	Viscositat aire [kg/(m·s)]	Densitat partícula [kg/m <sup>3</sup> ]	Diàmetre partícula [m]	Gravetat [m/s <sup>2</sup> ]	Re	Cd	Velocitat Relativa [m/s]	Velocitat Arr. [m/s]
1,2	1,51E-05	815	0,005	9,81	3000	0,5	9,060	9,418
1,2	1,51E-05	815	0,005	9,81	3100	0,5	9,362	9,418
1,2	1,51E-05	815	0,005	9,81	3200	0,5	9,664	9,418
1,2	1,51E-05	815	0,005	9,81	3150	0,5	9,513	9,418
1,2	1,51E-05	815	0,005	9,81	3125	0,5	9,437	9,418
1,2	1,51E-05	815	0,005	9,81	3120	0,5	9,422	9,418
1,2	1,51E-05	815	0,005	9,81	3119	0,5	9,419	9,418

Taula A.1.1 Iteració de les dades per a l'obtenció de la velocitat d'arrossegament del gra

D'aquesta manera, com s'observa a la taula A.1.1 per a un nombre de Reynolds de 3119 i un coeficient d'arrossegament de 0,5 s'obté una diferència entre la velocitat relativa i la velocitat d'arrossegament de 0,001, diferència prou petita per considerar l'aproximació com a vàlida. A continuació es mostra l'error comés en el càlcul:

$$e = \frac{|9,419 - 9,418|}{9,419} = 0,01\% \quad (\text{Eq.A.1.4})$$

Es considera doncs una bona aproximació estimar que la velocitat necessària per arrossegar una llavor de ganxet és de 9,42 m/s.





## A.2. Estudi cinemàtic i dinàmic dels crivells oscil·lants

### A.2.1. Estudi cinemàtic dels crivells

El sistema de crivellat va accionat per un mecanisme d'excèntrica de manera que el seu moviment es pot assimilar a un mecanisme pistó-biela-manovella.

La coordenada  $x$  del moviment alternatiu del pistó (veure figura A.2.1) en funció dels angles,  $\mathbf{j}$  i  $\mathbf{a}$ , relacionats entre si és:

$$x = r \cdot \cos \mathbf{j} + l \cdot \cos \mathbf{a} \quad (\text{Eq. A.2.1})$$

$$r \cdot \sin \mathbf{j} = l \cdot \sin \mathbf{a} \quad (\text{Eq. A.2.2})$$

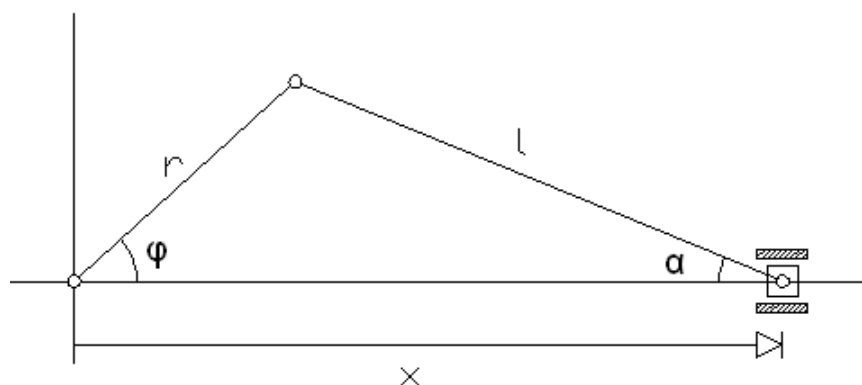


Figura A.2.1 Esquema del mecanisme pistó-biela-manovella

Per expressar la distància  $x$  en funció de l'angle de la manovella  $\mathbf{j}$  es pot procedir de diferents maneres. Una d'elles és establir les següents aproximacions geomètriques segons cita bibliografia [16]:

$$\cos \mathbf{a} = \sqrt{1 - \sin^2 \mathbf{a}} \approx 1 - \frac{1}{2} \cdot \sin^2 \mathbf{a} = 1 - \frac{1}{2} \cdot \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \mathbf{j} = 1 - \frac{1}{2} \cdot \frac{r^2}{l^2} \cdot \frac{1 - \cos 2\mathbf{j}}{2} \quad (\text{Eq. A.2.3})$$



Substituint aquesta darrera expressió en l'equació A.2.1, introduint l'expressió de l'angle en funció de la velocitat angular constant de la manovella ( $\theta = \omega \cdot t$ ) i, reordenant els termes, s'obtenen les equacions del moviment i les seves derivades:

$$x(t) = \left(l - \frac{r^2}{4l}\right) + r \cdot \cos(\omega \cdot t) + \left(\frac{r^2}{4l}\right) \cdot \cos(2 \cdot \omega \cdot t) \quad (\text{Eq. A.2.4})$$

$$v(t) = -\omega \cdot r \cdot \sin(\omega \cdot t) - 2 \cdot \omega \cdot \left(\frac{r^2}{4l}\right) \cdot \sin(2 \cdot \omega \cdot t) \quad (\text{Eq. A.2.5})$$

$$a(t) = -\omega^2 \cdot r \cdot \cos(\omega \cdot t) - (2 \cdot \omega)^2 \cdot \left(\frac{r^2}{4l}\right) \cdot \cos(2 \cdot \omega \cdot t) \quad (\text{Eq. A.2.6})$$

L'expressió de l'acceleració s'utilitza per el càlcul de la força d'inèrcia o d'Alembert de la massa alternativa. El primer terme de l'equació de l'acceleració que és funció del cosinus de la velocitat angular de la manovella dona lloc a l'anomenada força d'inèrcia primària i el segon terme que és funció del cosinus del doble de la velocitat angular de la manovella que dona lloc a l'anomenada força d'inèrcia secundària.

Pensant en que no cal afinar en excés pel tipus de màquina que s'està estudiant (maquinaria agrícola) i a l'hora de realitzar l'estudi cinemàtic i dinàmic dels crivells es considera correcte prendre les següents aproximacions de les equacions de la posició, la velocitat i l'acceleració com es mostra a continuació:

$$x = r \cdot \cos(\theta) \quad (\text{Eq. A.2.7})$$

$$v = -r \cdot \omega \cdot \sin(\theta) \quad (\text{Eq. A.2.8})$$

$$a = -r \cdot \omega^2 \cdot \cos(\theta) \quad (\text{Eq. A.2.9})$$

Tenint present que els crivells giren a 270 oscil·lacions per minut (velocitat angular mitjana) i que el radi de manovella és de 50 mm (valors de disseny presos seguint el criteri recomanat a bibliografia) es tracten les dades en una fulla d'excel per tal d'obtenir l'evolució d'aquests en funció de l'angle girat de la manovella.

Per tal d'obtenir una mostra representativa i prou exacte de l'evolució dels crivells es tabulen les dades per cada 5 graus d'angle girat de la manovella (veure taula A.2.1).



Angle girat (°)	Angle girat (rad)	Posició (m)	Velocitat(m/s)	Acceleració(m/s <sup>2</sup> )
0	0	0,05	0	39,96954011
5	0,087266463	0,049809735	0,123209895	39,81744395
10	0,174532925	0,049240388	0,245482088	39,36231299
15	0,261799388	0,048296291	0,365886014	38,60761106
20	0,34906585	0,046984631	0,483505326	37,5590819
25	0,436332313	0,045315389	0,597444871	36,22470545
30	0,523598776	0,04330127	0,7068375	34,61463712
35	0,610865238	0,040957602	0,810850669	32,74113049
40	0,698131701	0,038302222	0,908692774	30,6184441
45	0,785398163	0,035355339	0,999619179	28,26273285
50	0,872664626	0,03213938	1,082937878	25,69192515
55	0,959931089	0,028678822	1,158014766	22,92558638
60	1,047197551	0,025	1,224278463	19,98477006
65	1,134464014	0,021130913	1,281224661	16,89185756
70	1,221730476	0,017101007	1,328419966	13,67038784
75	1,308996939	0,012940952	1,365505192	10,34487821
80	1,396263402	0,008682409	1,3921981	6,940637803
85	1,483529864	0,004357787	1,40829554	3,483574956
90	1,570796327	0	1,413675	0
95	1,658062789	-0,00435779	1,40829554	-3,483574956
100	1,745329252	-0,00868241	1,3921981	-6,940637803
105	1,832595715	-0,01294095	1,365505192	-10,34487821
110	1,919862177	-0,01710101	1,328419966	-13,67038784
115	2,00712864	-0,02113091	1,281224661	-16,89185756
120	2,094395102	-0,025	1,224278463	-19,98477006
125	2,181661565	-0,02867882	1,158014766	-22,92558638
130	2,268928028	-0,03213938	1,082937878	-25,69192515
135	2,35619449	-0,03535534	0,999619179	-28,26273285
140	2,443460953	-0,03830222	0,908692774	-30,6184441
145	2,530727415	-0,0409576	0,810850669	-32,74113049
150	2,617993878	-0,04330127	0,7068375	-34,61463712
155	2,705260341	-0,04531539	0,597444871	-36,22470545
160	2,792526803	-0,04698463	0,483505326	-37,5590819
165	2,879793266	-0,04829629	0,365886014	-38,60761106
170	2,967059728	-0,04924039	0,245482088	-39,36231299
175	3,054326191	-0,04980973	0,123209895	-39,81744395
180	3,141592654	-0,05	0	-39,96954011
185	3,228859116	-0,04980973	-0,123209895	-39,81744395
190	3,316125579	-0,04924039	-0,245482088	-39,36231299
195	3,403392041	-0,04829629	-0,365886014	-38,60761106
200	3,490658504	-0,04698463	-0,483505326	-37,5590819
205	3,577924967	-0,04531539	-0,597444871	-36,22470545
210	3,665191429	-0,04330127	-0,7068375	-34,61463712
215	3,752457892	-0,0409576	-0,810850669	-32,74113049
220	3,839724354	-0,03830222	-0,908692774	-30,6184441
225	3,926990817	-0,03535534	-0,999619179	-28,26273285
230	4,01425728	-0,03213938	-1,082937878	-25,69192515
235	4,101523742	-0,02867882	-1,158014766	-22,92558638
240	4,188790205	-0,025	-1,224278463	-19,98477006



245	4,276056667	-0,02113091	-1,281224661	-16,89185756
250	4,36332313	-0,01710101	-1,328419966	-13,67038784
255	4,450589593	-0,01294095	-1,365505192	-10,34487821
260	4,537856055	-0,00868241	-1,3921981	-6,940637803
265	4,625122518	-0,00435779	-1,40829554	-3,483574956
270	4,71238898	0	-1,413675	0
275	4,799655443	0,004357787	-1,40829554	3,483574956
280	4,886921906	0,008682409	-1,3921981	6,940637803
285	4,974188368	0,012940952	-1,365505192	10,34487821
290	5,061454831	0,017101007	-1,328419966	13,67038784
295	5,148721293	0,021130913	-1,281224661	16,89185756
300	5,235987756	0,025	-1,224278463	19,98477006
305	5,323254219	0,028678822	-1,158014766	22,92558638
310	5,410520681	0,03213938	-1,082937878	25,69192515
315	5,497787144	0,035355339	-0,999619179	28,26273285
320	5,585053606	0,038302222	-0,908692774	30,6184441
325	5,672320069	0,040957602	-0,810850669	32,74113049
330	5,759586532	0,04330127	-0,7068375	34,61463712
335	5,846852994	0,045315389	-0,597444871	36,22470545
340	5,934119457	0,046984631	-0,483505326	37,5590819
345	6,021385919	0,048296291	-0,365886014	38,60761106
350	6,108652382	0,049240388	-0,245482088	39,36231299
355	6,195918845	0,049809735	-0,123209895	39,81744395
360	6,283185307	0,05	0	39,96954011

Taula A.2.1 Evolució cinemàtica dels crivells oscil·lants

## A.2.2. Estudi dinàmic dels crivells

A partir de l'estudi cinemàtic realitzat a l'apartat A.2.1 ja es poden emprar els valors de velocitats i acceleracions per tal de realitzar l'estudi dinàmic dels crivells.

Tenint present que es menysprea la inèrcia de la ròtula ja que la massa d'aquesta és molt petita enfront el carro de crivellat. D'aquesta manera, fent balanç energètic s'arriba a la conclusió que el treball necessari per accionar els crivells ha de ser igual al treball que ha de fer la manovella o roda excèntrica, obtenint l'equació A.2.10.

$$F(t) \cdot v(t) = \Gamma(t) \cdot \mathbf{v}_{manovella} \cdot \mathbf{h}_{transmissió} \quad (\text{Eq. A.2.10})$$

$$\Gamma(t)_{roda} = \frac{F(t) \cdot v(t)}{\mathbf{v}_{roda} \cdot \mathbf{h}_{transmissió}} \quad (\text{Eq. A.2.11})$$



D'altra banda la força necessària d'accionament dels crivells es pot expressar tal i com s'indica a l'equació A.2.12.

$$F(t) = m_{crivells} \cdot a(t) + \mathbf{m} \cdot m_{crivells} \cdot g \quad (\text{Eq. A.2.12})$$

A partir de les dades cinemàtiques obtingudes a l'apartat A.2.1 s'obtenen les velocitats i acceleracions del sistema per a cada angle girat. D'altra banda, a partir del programa de CAD Solidworks 2006 s'obté la massa el carro de crivellat de la màquina essent aquesta de 102,75 Kg. Finalment, es pren un coeficient de fregament suposat entre guies de 0,12 considerant-lo prou aproximat pel tipus de guiatge emprat i un rendiment de l'accionament per ròtula d'un 95%.

D'aquesta manera s'obtenen els valors instantanis de la força d'accionament dels crivells, de la potència i del parell de la roda excèntrica, tal i com es pot veure a la taula A.2.2.

Angle girat (°)	Angle girat (rad)	F(t) (N)	Potència Crivellat (W)	Parell excèntrica (Nm)
0	0	4227,83	0,00	0,00
5	0,087266463	4212,20	518,98	19,32
10	0,174532925	4165,43	1022,54	38,07
15	0,261799388	4087,89	1495,70	55,68
20	0,34906585	3980,15	1924,43	71,64
25	0,436332313	3843,05	2296,01	85,48
30	0,523598776	3677,61	2599,47	96,78
35	0,610865238	3485,11	2825,90	105,21
40	0,698131701	3267,00	2968,70	110,52
45	0,785398163	3024,95	3023,80	112,57
50	0,872664626	2760,80	2989,78	111,31
55	0,959931089	2476,56	2867,89	106,77
60	1,047197551	2174,39	2662,06	99,11
65	1,134464014	1856,60	2378,72	88,56
70	1,221730476	1525,59	2026,62	75,45
75	1,308996939	1183,89	1616,61	60,19
80	1,396263402	834,11	1161,24	43,23
85	1,483529864	478,89	674,43	25,11
90	1,570796327	120,96	170,99	6,37
95	1,658062789	-236,98	-333,74	-12,42
100	1,745329252	-592,19	-824,45	-30,69
105	1,832595715	-941,98	-1286,28	-47,89
110	1,919862177	-1283,68	-1705,26	-63,49
115	2,00712864	-1614,68	-2068,77	-77,02
120	2,094395102	-1932,48	-2365,89	-88,08
125	2,181661565	-2234,65	-2587,75	-96,34
130	2,268928028	-2518,89	-2727,80	-101,55
135	2,35619449	-2783,04	-2781,98	-103,57
140	2,443460953	-3025,09	-2748,88	-102,34
145	2,530727415	-3243,19	-2629,75	-97,90



150	2,617993878	-3435,70	-2428,48	-90,41
155	2,705260341	-3601,13	-2151,48	-80,10
160	2,792526803	-3738,24	-1807,46	-67,29
165	2,879793266	-3845,97	-1407,19	-52,39
170	2,967059728	-3923,52	-963,15	-35,86
175	3,054326191	-3970,29	-489,18	-18,21
180	3,141592654	-3985,91	0,00	0,00
185	3,228859116	-4212,20	518,98	19,32
190	3,316125579	-4165,43	1022,54	38,07
195	3,403392041	-4087,89	1495,70	55,68
200	3,490658504	-3980,15	1924,43	71,64
205	3,577924967	-3843,05	2296,01	85,48
210	3,665191429	-3677,61	2599,47	96,78
215	3,752457892	-3485,11	2825,90	105,21
220	3,839724354	-3267,00	2968,70	110,52
225	3,926990817	-3024,95	3023,80	112,57
230	4,01425728	-2760,80	2989,78	111,31
235	4,101523742	-2476,56	2867,89	106,77
240	4,188790205	-2174,39	2662,06	99,11
245	4,276056667	-1856,60	2378,72	88,56
250	4,36332313	-1525,59	2026,62	75,45
255	4,450589593	-1183,89	1616,61	60,19
260	4,537856055	-834,11	1161,24	43,23
265	4,625122518	-478,89	674,43	25,11
270	4,71238898	-120,96	170,99	6,37
275	4,799655443	236,98	-333,74	-12,42
280	4,886921906	592,19	-824,45	-30,69
285	4,974188368	941,98	-1286,28	-47,89
290	5,061454831	1283,68	-1705,26	-63,49
295	5,148721293	1614,68	-2068,77	-77,02
300	5,235987756	1932,48	-2365,89	-88,08
305	5,323254219	2234,65	-2587,75	-96,34
310	5,410520681	2518,89	-2727,80	-101,55
315	5,497787144	2783,04	-2781,98	-103,57
320	5,585053606	3025,09	-2748,88	-102,34
325	5,672320069	3243,19	-2629,75	-97,90
330	5,759586532	3435,70	-2428,48	-90,41
335	5,846852994	3601,13	-2151,48	-80,10
340	5,934119457	3738,24	-1807,46	-67,29
345	6,021385919	3845,97	-1407,19	-52,39
350	6,108652382	3923,52	-963,15	-35,86
355	6,195918845	3970,29	-489,18	-18,21
360	6,283185307	3985,91	0,00	0,00

Taula A.2.2 Evolució dinàmica dels crivells oscil·lants



### A.3. Càlcul i disseny del volant d'inèrcia

A partir de les dades obtingudes a la taula A.2.2 s'obté el següent gràfic de l'evolució del parell de l'excèntrica. Com es pot observar el parell obtingut és oscil·lant.

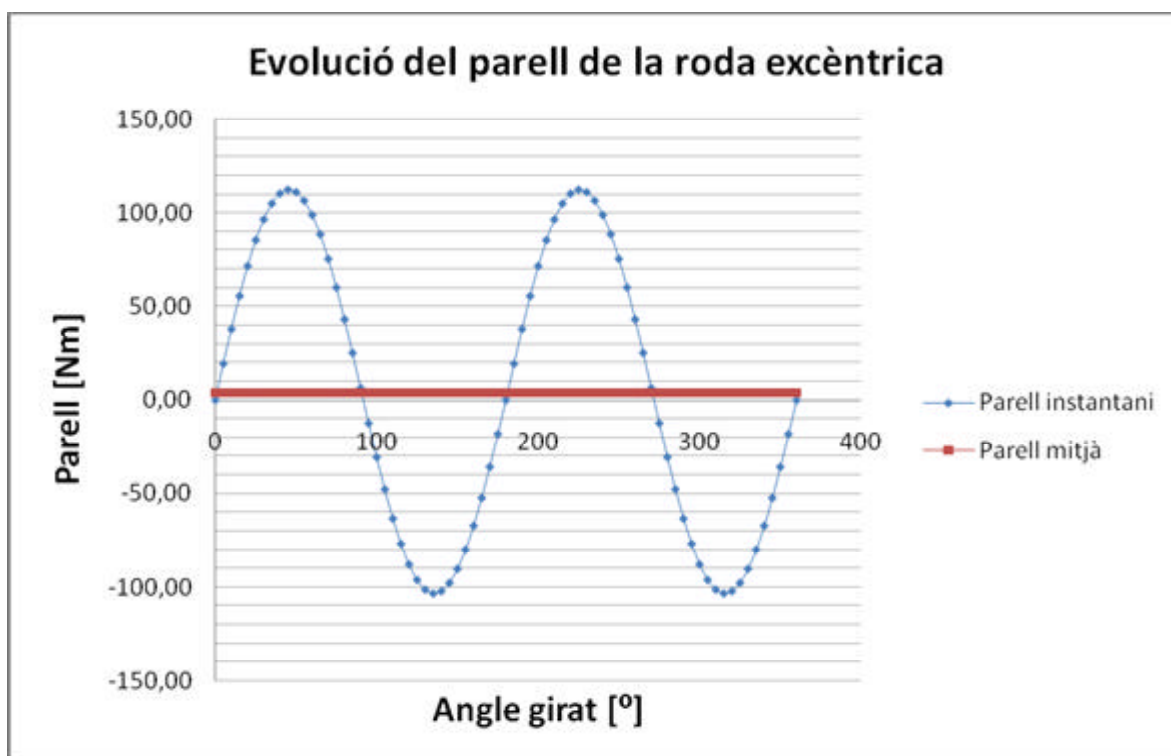


Figura A.3.2 Evolució del parell d'accionament en funció de l'angle girat per la manovella

Degut a aquesta oscil·lació de parell es decideix dissenyar una excèntrica que faci les funcions de volant d'inèrcia per tal d'absorbir les irregularitats o pics de parell als quals es veu sotmès l'eix d'accionament.

A partir de la irregularitat desitjada de la màquina, que és la variació de la velocitat angular d'aquesta, es calcula el moment d'inèrcia necessari per mantenir l'interval de variació de la velocitat de gir de la màquina. Si es considera la variació d'energia cinètica entre el punt de màxima demanda d'energia per realitzar la tasca pertinent i el parell nominal que ofereix el motor:

$$E_{c1} = \frac{1}{2} \cdot I \cdot \omega_1^2 \quad (\text{Eq. A.3.1})$$

$$E_{c2} = \frac{1}{2} \cdot I \cdot \omega_2^2 \quad (\text{Eq. A.3.2})$$



L'increment d'energia cinètica és el següent:

$$\begin{aligned}\Delta E_c &= E_{c1} - E_{c2} = \frac{1}{2} \cdot I \cdot (\mathbf{v}_1^2 - \mathbf{v}_2^2) = \frac{1}{2} \cdot I \cdot (\mathbf{v}_1 - \mathbf{v}_2) \cdot (\mathbf{v}_1 + \mathbf{v}_2) = \\ &= \frac{1}{2} \cdot I \cdot \mathbf{v} \cdot \left( \frac{\mathbf{v}_1 - \mathbf{v}_2}{\mathbf{v}} \right) \cdot 2 \cdot \left( \frac{\mathbf{v}_1 + \mathbf{v}_2}{2} \right)\end{aligned}\quad (\text{Eq. A.3.3})$$

$$\Delta E_c = I \cdot \mathbf{v}^2 \cdot \mathbf{d} \quad (\text{Eq. A.3.4})$$

$$I = \frac{\Delta E_c}{\mathbf{v}^2 \cdot \mathbf{d}} \quad (\text{Eq. A.3.5})$$

On  $\mathbf{v}$  es la velocitat angular mitjana de la màquina i  $\mathbf{d}$  és el grau d'irregularitat de la màquina.

Moltes de les funcions de desplaçament del parell de torsió donades en situacions pràctiques d'enginyeria són tan complexes que s'han d'integrar mitjançant mètodes numèrics. Aprofitant les taules obtingudes del parell de la roda excèntrica es pensa en la possibilitat de fer servir una de les regles d'integració més emprades, la regla de Simpson.

L'equació aplicada és:

$$\int_{x_0}^{x_n} f(x) dx = \frac{h}{3} (f_0 + 4 \cdot f_1 + 2 \cdot f_2 + 4 \cdot f_3 + 2 \cdot f_4 + \dots + 2 \cdot f_{n-2} + 4 \cdot f_{n-1} + f_n) \quad (\text{Eq. A.3.6})$$

On:

$$h = \frac{x_n - x_0}{n} \quad \text{per } x_n > x_0 \quad (\text{Eq. A.3.7})$$

$n$  és el nombre de subinterval emprats.

D'aquesta manera, integrant la funció de parell de torsió obtinguda a la figura A.3.2 per a un cicle es pot determinar l'energia que cal subministrar durant aquest. Per fer-ho s'empraran les dades de parell obtingudes a la taula A.2.2.

Essent el nombre de subinterval emprats  $n=72$  i  $h=2\pi/72$ , s'aplica l'equació A.3.6 per les diferents dades de parell obtenint una energia necessària per cicle de  $E=25,46$  J.

D'altra banda a partir de l'energia subministrada per cicle es pot calcular el parell mitjà de la següent manera  $\bar{m}=25,46/2\pi=4,05$  Nm. Aquest parell mitjà es pot veure representat a la figura A.3.2.





La fluctuació d'energia obtinguda en la figura A.3.2 és la mateixa en l'interval de  $0^\circ - 180^\circ$  que en l'interval  $180^\circ - 360^\circ$ , corresponents als intervals d'anada i tornada dels crivells. Es considera doncs que, aproximadament, el llaç positiu més gran o la màxima fluctuació d'energia es troba en l'interval de  $0^\circ$  a  $90^\circ$  (veure taula A.2.2 o figura A.3.2). Es tria aquest llaç com el que proporciona el major canvi de velocitat a la màquina. Restant el parell mitjà obtingut anteriorment als valors de parell de la taula A.2.2 corresponents a aquest llaç s'obtenen els valors de parell per tal d'aplicar de nou la regla d'integració de Simpson. Així doncs, integrant de nou per Simpson, amb  $n = 18$  i  $h = (\pi/2)/18$  s'obté que  $E_2 - E_1 = 108,14$  J.

Un dels factors que cal determinar per al càlcul del volant d'inèrcia és el grau d'irregularitat o coeficient de fluctuació de la velocitat. Els graus d'irregularitat en màquines varien aproximadament entre 0,2 per a màquines d'estampació i de 0,002 per a generadors d'electricitat. Pensant que aquesta és una màquina agrícola accionada per tractor i estimant que el seu coeficient de fluctuació de velocitat serà elevat, es pren un grau d'irregularitat d'un 10% considerat prou aproximat. D'altra banda, a la taula A.3.1 es poden veure tabulats els graus d'irregularitat recomanats per algunes màquines.

Tipus de màquines	$\delta$
Bombes	0,050 + 0,200
Maquinària agrícola, d'obres públiques	0,050 + 0,100
Màquines eina	0,020 + 0,050
Maquinària tèxtil (filadores i telers)	0,020 + 0,050
motors marins	0,010 + 0,050
Motors de combustió interna, compressors	0,006 + 0,012
Generadors elèctrics de corrent continu	0,005 + 0,010
Generadors elèctrics de corrent altern	0,003 + 0,005

Taula A.3.1. Graus d'irregularitat recomanats per a diferents tipus de màquines

D'aquesta manera i a partir de l'equació A.3.8 s'obté el moment d'inèrcia necessari del volant.

$$I = \frac{E_2 - E_1}{\mathbf{v}^2 \cdot \mathbf{d}} = \frac{108,14}{28,27^2 \cdot 0,1} = 1,3531 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (\text{Eq. A.3.8})$$

D'altra banda i tenint present que el coeficient de fluctuació de velocitat o grau d'irregularitat es pot escriure com:

$$\mathbf{d} = \frac{\mathbf{v}_2 - \mathbf{v}_1}{\mathbf{v}} \quad (\text{Eq. A.3.9})$$



On  $\mathbf{v}$  representa la velocitat angular, donada per:

$$\mathbf{v} = \frac{\mathbf{v}_2 + \mathbf{v}_1}{2} \quad (\text{Eq. A.3.10})$$

Es poden obtenir les velocitats  $\mathbf{v}_2$  i  $\mathbf{v}_1$  obtenint els següents valors:

$$\mathbf{v}_2 = \frac{\mathbf{v}}{2}(2 + \mathbf{d}) = \frac{28,27}{2}(2 + 0,1) = 29,68 \text{ rad/s} \quad (\text{Eq. A.3.11})$$

$$\mathbf{v}_1 = 2 \cdot \mathbf{v} - \mathbf{v}_2 = 2 \cdot 28,27 - 29,68 = 26,86 \text{ rad/s} \quad (\text{Eq. A.3.12})$$

On la velocitat angular més elevada  $\mathbf{v}_2$  correspon a la posició de  $90^\circ$ ,  $\mathbf{v}_1$  correspon a la posició de  $0^\circ$  d'angle girat per l'eix i  $\mathbf{v}$  és la velocitat angular mitjana.

Per a calcular la inèrcia de la roda excèntrica es fa una aproximació d'aquesta a un cilindre massís i homogeni d'acer de densitat  $8000 \text{ Kg/m}^3$  foradat a la zona d'acoblament a l'eix de la màquina. En aquest sentit la seva inèrcia es pot calcular tal i com es mostra en les següents equacions:

$$I = \frac{1}{2} m \cdot R^2 \quad (\text{Eq. A.3.13})$$

$$m = \mathbf{r} \cdot V \quad (\text{Eq. A.3.14})$$

$$m = \mathbf{r} \cdot \mathbf{p} \cdot \left[ \left( \frac{D_{ext}}{2} \right)^2 - \left( \frac{D_{int}}{2} \right)^2 \right] \cdot e \quad (\text{Eq. A.3.15})$$

$$I = \frac{1}{2} \mathbf{r} \cdot \mathbf{p} \cdot \left[ \frac{D_{ext}^4}{16} - \frac{D_{int}^2 \cdot D_{ext}^2}{16} \right] \cdot e \quad (\text{Eq. A.3.16})$$

Els paràmetres que s'han considerat per al càlcul de la inèrcia del volant han estat un diàmetre exterior de 490 mm, un diàmetre interior de 32 mm pel correcte ancoratge de l'eix i un gruix de 30 mm. D'aquesta manera, tenint present que la densitat de l'acer pres s'aproxima a  $8000 \text{ kg/m}^3$ , i substituint valors a les anteriors equacions s'obté una inèrcia del volant calculada de  $I_{\text{volant}} = 1,3525 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ . La inèrcia necessària és de  $1,3531 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$  i la calculada és de  $1,3525 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ . D'aquesta manera es pot comprovar que l'error comès és de:

$$e = \frac{|1,3531 - 1,3525|}{1,3531} \cdot 100 = 0,04\% \quad (\text{Eq. A.3.17})$$



## A.4. Selecció del cap de ròtula

L'accionament del carro de crivellat està format per una ròtula que permet passar el moviment circular a lineal. Pel tipus d'aplicació que s'està estudiant (maquinària agrícola) s'opta per aquests elements ja que són robustos i resistent a elements externs com són pols, humitat, xocs, etc. Es pensa en utilitzar una ròtula lliure de manteniment de la casa INA.

Els caps de ròtula lliures de manteniment són unitats constructives formades per una ròtula lliure de manteniment i un extrem amb rosca exterior o interior. La ròtula està fermament fixada a l'element suport. Estan protegides contra la corrosió mitjançant un recobriments de zinc.

Els caps de ròtula absorbeixen forces radials en sentit de tracció i de compressió. Són apropiades per a moviments lents, amb angles d'oscil·lació petits i mitjans, per a càrregues unidireccionals i limitadament adequades per a càrregues alternes.

### A.4.1. Càlcul del cap de ròtula

Per al càlcul de la grandària de la ròtula cal determinar quin tipus de ròtula és l'adient i quin és l'esforç que ha de suportar.

El criteri seguit per a escollir el cap de ròtula necessari és dimensionar aquest per tal que la capacitat de càrrega dinàmica radial  $C_r$  segons el catàleg del fabricant sigui suficient per aguantar els esforços que es produeixen en el carro de crivellat. D'altra banda, pensant que s'està dissenyant una màquina agrícola, les quals solen ésser del tot sobredimensionades, es calcularà el cap de ròtula a partir de la força màxima que ha de suportar en l'instant més crític a partir dels càlculs dinàmics realitzats a partir de la velocitat angular de gir mitjana (veure taula A.2.2) i aplicant-hi un coeficient de seguretat de 3.

D'aquesta manera analitzant les següents dades:

Càrrega sobre el cap de la ròtula  $F_{m\grave{a}x} \sim 4500N$

Coefficient de seguretat  $C_s = 3$

Capacitat de càrrega dinàmica radial mínima necessària del cap de la ròtula  $C_r$  (N):

$$C_r = F_{m\grave{a}x} \cdot C_s = 4500 \cdot 3 = 13500N \quad (\text{Eq. A.4.1})$$



A continuació es citen els tipus de caps de ròtula lliures de manteniment de la casa INA.

Els caps de ròtula segons DIN ISO 12 240-4, sèrie de mesures E, tenen ròtules radials GE..-UK o GE..-UK-2RS amb superfícies de fricció crom dur/material compost de PTFE, o crom dur/ELGOGLIDE®, i tenen una rosca interior o exterior, a la dreta o a l'esquerra. Gràcies al seu disseny estret, permeten construccions annexes compactes. Els tipus de caps de ròtules GE..-UK s'utilitzen per a condicions de funcionament suaus (càrrega en sentit únic i moderadament alterna, moviment lent amb angles d'oscil·lació petits a mitjans). Cal esmentar que per a càrregues alternes més altes s'empren els caps GE..-UK-2RS.

Els caps de ròtula segons DIN ISO 12 240-4, sèrie de mesures K, tenen ròtules radials GE..-PW amb superfícies de fricció acer/làmina de PTFE i tenen una rosca interior o exterior, a la dreta o a l'esquerra. Aquest tipus de cap de ròtules s'utilitza per a condicions de funcionament suaus (càrrega en sentit únic i moderadament alterna, moviment lent amb angles d'oscil·lació petits a mitjans).

Es decideix emprar un cap de ròtula GIL 15 – UK amb rosca interior. A continuació es detallen alguns dels paràmetres més representatius:

<b>CAP DE RÒTULA GIL 15 – UK lliure de manteniment, segons DIN ISO 12 240-4</b>		
<b>C<sub>r</sub></b>	Capacitat de càrrega dinàmica radial	17600 N
<b>C<sub>or</sub></b>	Capacitat de càrrega estàtica radial	44800 N
<b>d</b>	Diàmetre interior coixinet esfèric	15 mm
<b>D</b>	Diàmetre del cap de ròtula	26 mm
<b>l</b>	Longitud	81 mm
<b>M</b>	Mètrica rosca interior	M14

Taula A.4.1 Dades més representatives del cap de ròtula escollit

Com s'observa a la taula A.4.1 la capacitat de càrrega dinàmica radial de la ròtula és suficient per aguantar els esforços a la que es veu sotmesa.



### A.4.2. Càlcul del suport dels caps de ròtula

Degut a que el suport dels caps de ròtula de l'accionament del carro de crivellat té una longitud força elevada i es veu sotmès a esforços de tracció i compressió (sobretot en l'arrencada de la màquina quan l'efecte del volant encara no es produeix) poden aparèixer problemes de ruptura a tracció i escenaris de vinclament produïts per la compressió, sobretot en les posicions més crítiques de 0° i 180° d'angle girat per la manovella. Essent la fallada més crítica la del vinclament es realitza el càlcul del suport de les ròtules segons metodologia citada a XAVIER AYNETO GUBERT "Inestabilidad elàstica" [17].

El suport de les ròtules es fabricarà a partir d'un acer de construcció d'ús general S275 segons norma UNE 36.080 (antic A42), ja que es tracta d'un element que no es veu altament sol·licitat i és un acer idoni per a peces de responsabilitat moderada. D'altra banda és un acer de baix cost i fàcilment conformable.

Es realitzarà tan sols el càlcul de comprovació per tal d'assegurar el correcte dimensionament de l'element que suporta els caps de ròtula. Per fer-ho, cal partir de la càrrega, el material i les seccions conegudes de la barra. Es determina el moment d'inèrcia mínim a flexió, la longitud de vinclament en funció de les condicions d'enllaç i es calcula el radi de gir mínim i l'esveltesa. A continuació es llisten les dades citades:

<b>P</b>	<b>Càrrega màxima aplicada</b>	0° d'angle girat de manovella	$P = 4500N$
<b>S<sub>adm</sub></b>	<b>Tensió admissible acer S275</b>	$S_{adm} = \frac{S_e}{C_s}$	$S_{adm} = \frac{275N/mm^2}{2} = 137,5N/mm^2$
<b>A</b>	<b>Àrea de la secció del suport</b>	$A = p \cdot R^2$	$A = p \cdot 10,5^2 = 346,36mm^2$
<b>I<sub>z</sub></b>	<b>Moment d'inèrcia a flexió</b>	$I_z = \frac{p \cdot d^4}{64}$	$I_z = \frac{p \cdot 21^4}{64} = 9546,56mm^4$
<b>L</b>	<b>Longitud a vinclament</b>	Barra amb extrems lliures segons l'eix	$L = 582mm$
<b>i</b>	<b>Radi de gir</b>	$i = \sqrt{\frac{I_z}{A}}$	$i = \sqrt{\frac{9546,56}{346,36}} = 5,25mm$

Taula A.4.2 Dades tabulades per al càlcul del suport dels caps de ròtula



Cal fer esment que la longitud lliure de vinclament pot ser diferent segons el tipus de cas a estudiar variant aquesta significativament. Hi ha quatre casos ben diferenciats, barra encastada en un extrem i l'altre lliure ( $L=2l$ ), barra amb extrems lliures guiats segons el seu eix ( $L=l$ ), barra amb un extrem encastat i l'altre lliure guiat segons el seu eix ( $L=0,707l$ ) i barra amb els seus extrems encastats guiats segons el seu eix ( $L=0,5l$ ). On  $L$  és la longitud lliure de vinclament i  $l$  la longitud de la barra a estudiar. Tenint present que s'està estudiant un accionament per ròtula s'ha considerat que els seus extrems són lliures i guiats segons el seu eix, ja que no hi ha cap tipus d'encastament en el mecanisme, i s'ha pres una longitud de vinclament mesurada entre els centres dels coixinets esfèrics dels caps de ròtula.

A partir de les dades adjuntades a la taula A.4.2 ja es pot calcular l'esveltesa a partir de la següent equació:

$$I = \frac{L}{i} \quad (\text{Eq. A.4.2})$$

$$I = \frac{582}{5,25} \approx 111$$

Un cop s'ha determinat el valor de l'esveltesa ja es pot obtenir per taules el valor de la  $\lambda$ , paràmetre tabulat a partir de múltiples assajos per als antics acers A37, A42 i A52 (els actuals acers S235, S275 i S355 respectivament). El valor obtingut per taules de la  $\lambda$  és de 2,35.

A partir del valor de  $\lambda$  ja es pot comprovar si el suport està suficientment ben dimensionat a partir de la següent equació:

$$s_{ad} \geq \nu \cdot \frac{P}{A} \quad (\text{Eq. A.4.3})$$

$$137,5 \text{ N/mm}^2 = s_{adm} \geq \nu \cdot \frac{P}{A} = 2,35 \cdot \frac{4500}{346,36} = 30,53 \text{ N/mm}^2$$

Tenint present que per a la determinació de la tensió admissible s'ha pres un factor de seguretat de 2 i considerant que s'ha acomplert la condició de resistència amb escreix es considera l'accionament per ròtula ben dissenyat i dimensionat.



## A.5. Càlcul de la transmissió principal per corretja

Per al càlcul i disseny de la transmissió es farà servir el catàleg de corretges Optibelt.

La corretja principal, la que va de l'eix principal accionat per l'arbre cardànic a l'eix del ventilador, ha d'aportar la potència absorbida pel ventilador i la potència absorbida pel cilindre desgranador, ja que de l'altre extrem del ventilador s'acciona el cilindre.

D'aquesta manera, sabent que la potència absorbida pel ventilador en el seu eix d'entrada és de 0,5 kW i que la potència necessària de trilla és de 0,65 kW en continu, es dissenya la transmissió per tal de transmetre 1,15 kW de potència.

Així doncs ja es pot obtenir la potència base a partir de la següent equació:

$$P_B = P \cdot C_2 \quad (\text{Eq. A.5.1})$$

A l'equació anterior  $P$  és la potència nominal a transmetre. El paràmetre  $C_2$  és el factor de servei, aquest es determina en funció de les hores de treball diàries i del tipus de màquina motriu i màquina accionada. Ja que la màquina va accionada mitjançant un motor de combustió interna diesel, considerant que hi intervenen càrregues mitjanes, que el parell d'arrencada és elevat degut al cilindre desgranador d'alta inèrcia i considerant que la màquina treballarà 10 hores, es pren un coeficient de servei de  $C_2=1,3$ . D'aquesta manera s'obté una potència base de  $P_B = 1495 \text{ W} \sim 1500 \text{ W}$ .

Per tal d'escollir el tipus de corretja trapezoidal estreta idònia cal emprar el gràfic que es mostra a continuació:

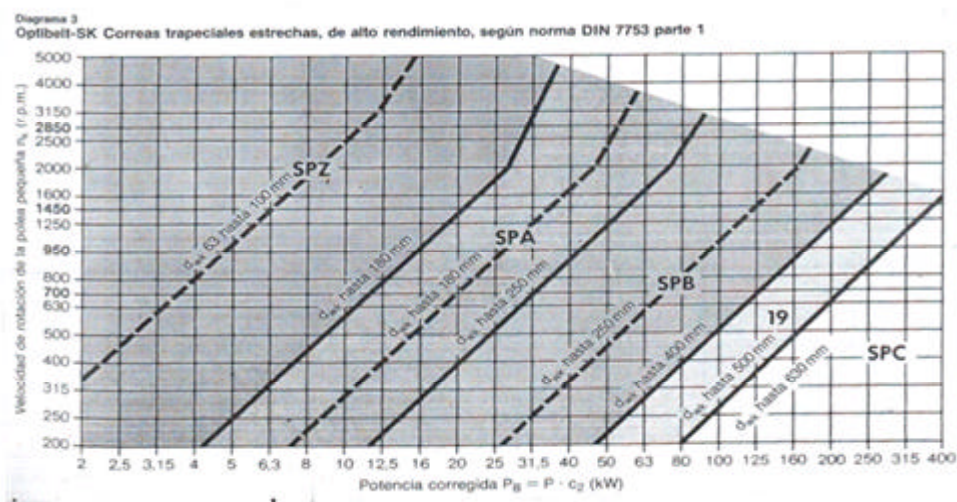


Figura A.4.1 Potències admissibles segons el tipus de perfil trapezoidal estret



Tal i com es pot observar en el gràfic de la figura A.4.1 el tipus de corretja idònia per realitzar la transmissió és la de tipus SPZ.

Tenint present que la velocitat de treball nominal òptima del ventilador és de 300 rpm per al correcte arrossegament de la palla i la velocitat de gir de l'eix principal del tractor és de 540 rpm, la relació de transmissió es pot obtenir a partir de la següent equació i es calcula com:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{w2}}{d_{w1}} \quad (\text{Eq. A.5.2})$$

$$i = \frac{540}{300} = 1,8$$

Escollint una politja petita conductora normalitzada de 200 mm de diàmetre per a un perfil SPZ i es pot calcular el diàmetre de la politja conduïda com:

$$d_{w2} = d_{w1} \cdot i \quad (\text{Eq. A.5.3})$$

$$d_{w2} = 200 \cdot 1,8 = 360 \text{ mm}$$

Ja que aquest valor de diàmetre no és estàndard, cal prendre un diàmetre de politja normalitzat per a tipus de perfils SPZ, essent el diàmetre més proper el de 355 mm. D'aquesta manera la nova relació de transmissió serà  $i=1,775$ . Ja que les toleràncies de velocitats per al tipus de màquina que s'està estudiant no són estretes es considera una nova relació de transmissió correcta.

La distància entre els eixos on van acoblades les politges és de 986,6 mm, distància que no es pot canviar degut a qüestions de disseny de la màquina, motiu pel qual cal afegir un tensor, però cal comprovar que aquesta distància compleix les recomanacions de disseny següents segons el fabricant:

$$0,7 \cdot (d_{wg} + d_{wk}) < C < 2 \cdot (d_{wg} + d_{wk}) \quad (\text{Eq. A.5.4})$$

$$388,5 < C < 1110$$





A continuació cal calcular el desenvolupament primitiu de la corretja ( $L_{wth}$ ) a partir de la següent expressió:

$$L_{wth} \approx 2 \cdot e + 1,57 \cdot (d_{wg} + d_{wk}) + \frac{(d_{wg} - d_{wk})^2}{4e} \quad (\text{Eq. A.5.5})$$

$$L_{wth} = 2 \cdot 986,6 + 1,57 \cdot (125 + 355) + \frac{(355 - 125)^2}{4 \cdot 986,6}$$

$$L_{wth} = 2740,2 \text{ mm}$$

Quan la distància entre eixos és fixa com en aquest cas i s'ha de muntar la corretja, es recomana afegir a la longitud calculada el doble del recorregut  $y$ , previst per a muntar-les normalment. Veure la següent equació:

$$L_w = L_{wth} + 2 \cdot y \quad (\text{Eq. A.5.6})$$

$$L_w = 2740,2 + 2 \cdot 20 = 2780,2 \text{ mm}$$

A continuació cal prendre el valor estàndard  $L_{wSt}$  més proper al calculat. S'escull una corretja trapezial estreta SPZ de longitud normalitzada,  $L_{wSt} = 2800$  mm.

Finalment, cal comprovar si encara es pot tensar més la corretja, després d'haver dut la politja tensora a la seva col·locació més extrema. En aquesta col·locació final de la politja tensora cal assolir tan el desenvolupament estandaritzat  $L_{wSt}$  com el doble del recorregut necessari per assegurar la tensió òptima en servei  $x$ . D'aquesta manera:

$$L_w = L_{wSt} + 2 \cdot x \quad (\text{Eq. A.5.7})$$

$$L_w = 2800 + 2 \cdot 35 = 2870 \text{ mm}$$

D'altra banda cal comprovar que la velocitat lineal de la corretja sigui menor a 42 m/s segons recomanacions del fabricant. D'aquesta manera s'obté que:

$$v = \frac{d_{wk} \cdot n_k}{19100} \quad (\text{Eq. A.5.8})$$

$$v = \frac{200 \cdot 540}{19100} = 5,65 \text{ m/s}$$



De la mateixa manera, cal comprovar que la freqüència de flexions de la corretja sigui menor a 100 Hz segons recomanacions del fabricant. D'aquesta manera s'obté que:

$$f_B = \frac{2 \cdot 1000 \cdot v}{L_{wSt}} \quad (\text{Eq. A.5.9})$$

$$f_B = \frac{2 \cdot 1000 \cdot 5.65}{2800} = 4,036 \text{ Hz}$$

Com es pot observar els valors de velocitats i freqüències de flexions estan molt per sota dels valors màxims permesos.

A partir de l'angle de contacte de la transmissió es pot determinar el factor d'angle de contacte  $c_1$  el qual es troba tabulat a les taules del fabricant i val 0,99.

Posteriorment, cal determinar la potència nominal transmissible per cada corretja a partir del diàmetre de la politja petita  $d_{wk}$ , de la relació de transmissió (i) i de les revolucions de la politja petita ( $n_k$ ) a partir de la taula que adjunta el fabricant.

Ja que la velocitat nominal de 540 rpm no es troba adjuntada a les taules, cal interpolar entre els valors corresponents per obtenir el valor de potència transmissible en una relació de reducció de 1, essent de 2,75 kW.

Però, degut a que la relació de transmissió real és 1,775 (diferent de 1) cal afegir al valor anterior una potència de 0,088 kW (valor també adjuntat a les taules).

D'aquesta manera s'obté un valor de potència transmissible per corretja de:

$$P_N = P_n + P_{ad} \quad (\text{Eq. A.5.10})$$

$$P_N = 2,84 \text{ kW}$$

A partir del valor de potència transmissible per corretja ja es pot determinar el nombre de corretges necessàries per a la transmissió a partir de la següent equació:

$$z = \frac{P \cdot c_2}{P_N \cdot c_1 \cdot c_3 \cdot c_4} \quad (\text{Eq. A.5.11})$$

$$z = \frac{1500}{2840 \cdot 0,99 \cdot 1,10 \cdot 0,91} = 0,533$$



On  $c_1$  és el factor d'angle de contacte,  $c_2$  és el factor de servei,  $c_3$  és el factor de longitud,  $c_4$  és el factor afegit per nombre de politges tensores emprades,  $P$  és la potència nominal i  $P_N$  la potència transmissible per corretja.

De l'equació anterior es pot deduir que es necessita tan sols una corretja per al correcte disseny.

Finalment es poden calcular de manera aproximada les tensions estàtiques de les corretges per branca, les reaccions estàtiques en els suports i la força axial o càrrega axial en situació dinàmica a partir de les fórmules aproximades que ofereix el fabricant de corretges pel cas de transmissions per a dues politges. A continuació es calculen cadascuna d'elles.

La tensió estàtica de les corretges per branca (en parat) es pot calcular de manera aproximada a partir de la següent equació:

$$T \approx \frac{500 \cdot (2,02 - c_1) \cdot P_B}{c_1 \cdot z \cdot v} + k \cdot v^2 \quad (\text{Eq. A.5.12})$$

$$T \approx \frac{500 \cdot (2,02 - 0,99) \cdot 1,5}{0,99 \cdot 1,5 \cdot 65} + 0,07 \cdot 5,65^2 = 140,34 N$$

La reacció estàtica en els suports (en parat) es pot calcular de manera aproximada a partir de la següent equació:

$$S_a \approx 2T \cdot \sin \frac{b}{2} \cdot z \quad (\text{Eq. A.5.13})$$

$$S_a \approx 2 \cdot 140,34 \cdot \sin \frac{160}{2} \cdot 1 = 276,42 N$$

Finalment, cal determinar la força o càrrega axial en situació dinàmica. En el cas de transmissions per dues politges, els eixos i suports de la màquina motriu i de l'accionada, estan sotmesos a la mateixa acció dinàmica de les corretges, si bé en direccions oposades. Quan s'utilitzen politges tensores, com és el cas, la magnitud i direcció de l'acció dinàmica en les politges són gairebé sempre diferents. En el cas que s'hagi de determinar tan sols la magnitud de l'acció dinàmica es pot fer per la fórmula  $S_{a \text{ dyn}}$ .

Així doncs, es pot determinar l'acció sobre els suports de la branca carregada a partir de l'equació següent:

$$S_1 \approx \frac{1020 \cdot P_B}{c_1 \cdot v} \quad (\text{Eq. A.5.14})$$



$$S_1 \approx \frac{1020 \cdot 1,5}{0,99 \cdot 5,65} = 273,53N$$

Acció sobre els suports en la branca descarregada:

$$S_2 \approx \frac{1000 \cdot (1,02 - c_1) \cdot P_B}{c_1 \cdot v} \quad (\text{Eq. A.5.15})$$

$$S_2 \approx \frac{1000 \cdot (1,02 - 0,99) \cdot 1,5}{0,99 \cdot 5,65} = 8,04N$$

Solució al càlcul de la magnitud de la càrrega a partir de la fórmula  $S_{a \text{ dyn}}$ :

$$S_{a \text{ dyn}} \approx \sqrt{S_1^2 + S_2^2 - 2 \cdot S_1 \cdot S_2 \cdot \cos \mathbf{b}} \quad (\text{Eq. A.5.16})$$

$$S_{a \text{ dyn}} \approx \sqrt{273,53^2 + 8,04^2 - 2 \cdot 273,53 \cdot 8,04 \cdot \cos 160} = 281,09N$$



## A.6. Selecció de les guies del carro de crivellat

Per a la selecció prèvia de les guies del carro de crivellat s'ha emprat el software de càlcul que ofereix la casa INA. Aquest programa realitza un càlcul de vida aproximat.

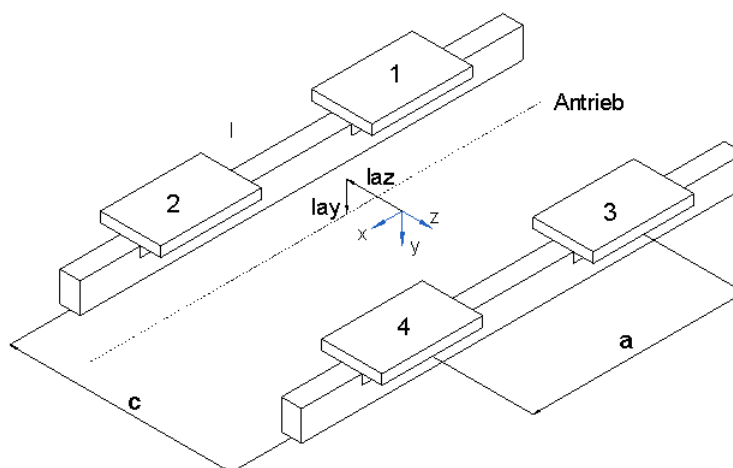


Fig. A.6.1 Esquema de la geometria de guiatge [21]

A la figura A.6.1 la és la distància alineada de l'accionament a l'origen de coordenades en mm, prenent el signe segons la direcció de l'eix del sistema de coordenades, a és la distància entre centres d'ambdós elements en la direcció del desplaçament del carril i c és la distància entre centres d'ambdós carrils en la direcció perpendicular al desplaçament.

Distancia entre centros Elementos en dirección long	a	890.0	[mm]
Distancia entre los centros de los carriles	c	637.0	[mm]
distancia 'y' del accionamiento del sistema de coord	lay	125.800	[mm]
distancia 'z' del accionamiento del sistema de coord	laz	-318.500	[mm]
Referencia del elemento	Element	KUVE 35BSN V1	

Fig. A.6.2 Dades entrades per a la preselecció de la guia del carro [21]

Les forces orientades en direcció del desplaçament (direcció x) tan sols poden ser absorbides per l'accionament lineal, de manera que no tenen influència directa en la càrrega dels elements de guiatge. Però els diferents punts d'aplicació de la càrrega i absorció d'aquesta per l'accionament produeixen moments que són contemplats automàticament pel programa de càlcul d'INA.



Un cop introduïdes les dades geomètriques cal aplicar les càrregues a les que es veu sotmès el carro. Tenint present que aquest ha de suportar esforços variables al llarg de tot el seu recorregut (anada i tornada), es planteja dividir-lo en 5 estats de càrrega diferents en les posicions de 0°, 45°, 90°, 135° i 180° d'angle girat de la manovella, estudiant tan sols el seu recorregut d'anada, ja que el procés de tornada és equivalent. D'altra banda, per suposar un escenari més crític es realitzaran els càlculs de càrrega sense estimar l'efecte del volant d'inèrcia el qual té un efecte esmorteïdor en la dinàmica i cinemàtica dels crivells com s'ha explicat anteriorment.

Tenint present que el carro es veu sotmès a la força del propi pes i a la força d'inèrcia principalment (no s'estima la força de fregament en l'estudi considerant-la menyspreable en front la inèrcia i el pes) s'introduiran els següents estats de càrrega en el programa de càlcul de la casa INA.

Estats de càrrega	Pes del carro [kg]	Velocitat [m/s]	Acceleració [m/s <sup>2</sup> ]	Gravetat [m/s <sup>2</sup> ]	Percentatge de temps de la càrrega q %
0°	102,75	0,00	39,97	9,81	20 %
45°	102,75	0,99	28,26	9,81	20 %
90°	102,75	1,41	0,00	9,81	20 %
135°	102,75	0,99	-28,26	9,81	20 %
180°	102,75	0,00	-39,97	9,81	20 %

Taula A.6.1 Paràmetres d'estudi dels diferents estats de càrrega dels crivells

En el programa de càlcul cal posicionar cada força donant les distàncies orientades del punt d'aplicació a l'origen de coordenades del sistema de guiatge en les direccions x,y i z i la seva magnitud. Cal introduir la massa del carro per tal que el propi programa pugui estudiar les forces com el propi pes o les forces d'inèrcia en l'arrencada i la frenada. Finalment, s'hi introdueix l'acceleració que actua sobre la massa corresponent, la gravetat en l'estudi del pes o l'acceleració en l'arrencada i la frenada. Cal introduir la direcció de l'acceleració i el seu sentit seguint el criteri de l'eix de coordenades descrit en la geometria del sistema de guiatge (el pes en la direcció y i la direcció x en el cas de forces d'inèrcia).



Es tabulen a continuació els resultats obtinguts pel programa d'INA i tots els casos de càrrega introduïts en el programa de càlcul amb el criteri de signes corresponent de les forces inercials i dels pesos:

<b>Estat de càrrega</b>	<b>m [kg]</b>	<b>a [m/s<sup>2</sup>]</b>	<b>Direcció</b>
1	102,750	9,810	y
2	102,750	-39,970	x

Taula A.6.2 Cas de càrrega 1

<b>Estat de càrrega</b>	<b>m [kg]</b>	<b>a [m/s<sup>2</sup>]</b>	<b>Direcció</b>
1	102,750	9,810	y
2	102,750	-28,260	x

Taula A.6.3 Cas de càrrega 2

<b>Estat de càrrega</b>	<b>m [kg]</b>	<b>a [m/s<sup>2</sup>]</b>	<b>Direcció</b>
1	102,750	9,810	y
2	102,750	0,000	x

Taula A.6.4 Cas de càrrega 3

<b>Estat de càrrega</b>	<b>m [kg]</b>	<b>a [m/s<sup>2</sup>]</b>	<b>Direcció</b>
1	102,750	9,810	y
2	102,750	28,260	x

Taula A.6.5 Cas de càrrega 4

<b>Estat de càrrega</b>	<b>m [kg]</b>	<b>a [m/s<sup>2</sup>]</b>	<b>Direcció</b>
1	102,750	9,810	y
2	102,750	39,970	x

Taula A.6.6 Cas de càrrega 5



Càrrega	Fy [N]	Fz [N]	Mx [Nm]	My [Nm]	Mz [Nm]	q [%]	v [m/min]
1	1007,98	0,00	0,00	-1308,05	-516,65	20,000	0,00
2	1007,98	0,00	0,00	-924,83	-365,29	20,000	59,40
3	1007,98	0,00	0,00	0,00	0,00	20,000	112,80
4	1007,98	0,00	0,00	924,83	365,29	20,000	59,40
5	1007,98	0,00	0,00	1308,05	516,65	20,000	0,00

Taula A.6.7 Resum de les càrregues sobre el sistema principal

Referència de l'element	KUVÉ 35-B-SN V1		
Element amb càrrega màxima	maxE	1	
Coefficient de seguretat dinàmica	SDaeq	20,14	
Coefficient de seguretat estàtica	S0min	30,36	
Duració de vida	L	8165,47	[10^5m]
Duració de vida	Lh	293689	[h]

Taula A.6.8 Resultat obtingut pel programa de l'element que suporta la major càrrega [21]

Tenint present que l'escenari estudiat és prou fidel a la realitat, que la màquina objecte d'estudi treballa en períodes estacionals tan sols i que la duració de vida estimada en hores de les guies és de 293689 hores (valor de vida elevat i més que suficient pel tipus d'aplicació) es consideren aquestes ben seleccionades.





## A.7. Càlcul de l'eix més sol·licitat

L'eix principal de la màquina es veu sotmès als esforços produïts per la transmissió per corretja, els quals s'han calculat a l'apartat A.5. Però aquests esforços no són tan elevats com els de l'eix que acciona els crivells, el qual ha de suportar els esforços produïts pel parell torsor necessari per accionar el carro de crivellat, el pes del volant d'inèrcia, el pes de la corona de la reducció i la força d'engranatge en continu. Tenint present que s'ha sobredimensionat l'eix del cilindre, es calcularà l'eix dels garbells com el més representatiu dels tres en les dues posicions més crítiques, en condicions de funcionament continu i en condicions de moviment imminent.

### A.7.1. Càlcul de l'eix en condicions de funcionament continu

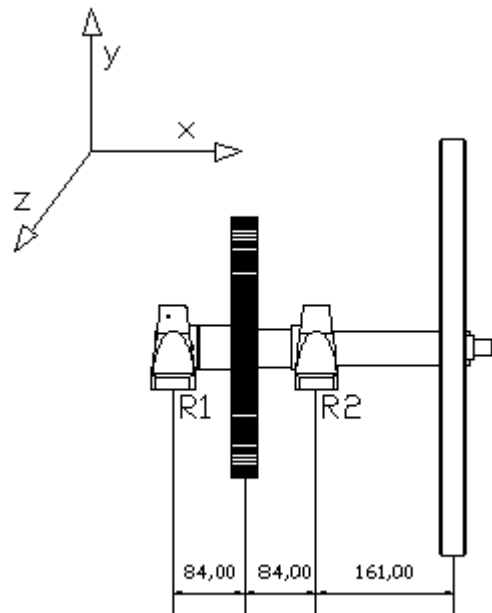


Fig. A.7.1 Esquema de l'arbre més sol·licitat (cotes en mm)

Per al càlcul de l'eix cal determinar quines són les forces que actuen sobre aquest. A continuació es detallen doncs quines són les forces o reaccions que actuen sobre l'eix, considerant menyspreable la massa d'aquest i dimensionant-lo a partir del parell resistent màxim (suma del parell subministrat pel motor i pel volant d'inèrcia):

?<sub>mitjà</sub>: És el parell resistent mitjà que cedeix el motor

?<sub>volant</sub>: És el parell resistent que cedeix el volant



$\tau_{\text{màxim}}$ : És el parell resistent màxim produït en la oscil·lació ( $\tau_{\text{volant}} + \tau_{\text{mitjà}}$ )

$F_e$ : És la força mitjana que es transmet a l'engranatge

$P_c$ : És el pes de la corona de la reducció d'engranatges

$P_v$ : És el pes del volant d'inèrcia

$R_{y1}$ : És la reacció en la direcció y en el primer rodament

$R_{z1}$ : És la reacció en la direcció z en el primer rodament

$R_{y2}$ : És la reacció en la direcció y en el segon rodament

$R_{z2}$ : És la reacció en la direcció z en el segon rodament

Aplicant que el sumatori de forces en les direccions y i z i que el sumatori de moments en les direccions y i z siguin iguals a 0 en condició d'equilibri, s'obtenen les següents equacions:

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow R_{y1} - P_c + F_e + R_{y2} - P_v = 0 \quad (\text{Eq. A.7.1})$$

$$\sum F_z = 0 \Rightarrow R_{z1} = R_{z2} \quad (\text{Eq. A.7.2})$$

$$\sum M_y (R1) = 0 \Rightarrow R_{z2} \cdot 0,168 = 0 \quad (\text{Eq. A.7.3})$$

$$\sum M_z (R1) = 0 \Rightarrow F_e \cdot 0,084 - P_c \cdot 0,084 + R_{y2} \cdot 0,168 - P_v \cdot 0,329 = 0 \quad (\text{Eq. A.7.4})$$

A partir de les equacions A.7.4 i A.7.2 es pot extreure que les restriccions en els rodaments en el sentit de l'eix z són iguals a 0. D'altra banda, coneixent el parell torsor mitjà necessari pel motor per accionar l'eix i el radi de la corona de l'engranatge es pot obtenir la força aplicada a l'engranatge essent aquesta  $F_e = 27$  N. Coneixent el valor de  $F_e$ , el pes del volant ( $P_v = 443,2$  N) i el pes de la corona ( $P_c = 58,86$  N) ja es pot trobar el valor de la restricció del segon rodament en la direcció y a partir de l'equació A.7.5 i, finalment, trobar el valor de la restricció en la direcció y del primer rodament a partir de l'equació A.7.1. Finalment, el parell torsor màxim es produirà quan el motor i el volant cedeixin la màxima energia.



A continuació es detallen cadascun dels valors de les forces obtingudes a partir del sistema d'equacions anterior.

$\Gamma_{\text{màxim}} = 112,5Nm$	$P_v = 443,2N$	$R_{y1} = -408,8N$	$R_{z1} = 0N$
$F_e = 27N$	$P_c = 58,86N$	$R_{y2} = 883,86N$	$R_{z2} = 0N$

Taula A.7.1 Esforços resultants aplicats en l'eix estudiat

Un cop estudiats els esforços que estan sotmesos sobre l'eix caldria traçar els diagrames d'esforços sobre aquest, per tal de determinar la secció més crítica.

Com es pot veure a la figura A.7.1 la secció més crítica és la del segon rodament, en la qual s'hi acumulen els esforços més elevats ja que ha d'aguantar el moment flector més elevat, l'esforç tallant més elevat i es considera que ha d'aguantar la torsió provocada pel volant i el parell que subministra el motor. A continuació es mostren els esforços que ha d'aguantar la secció:

$$M_z = 71,35 \text{ Nm}$$

$$T_y = 443,2 \text{ N}$$

$$M_x = 112,5 \text{ Nm}$$

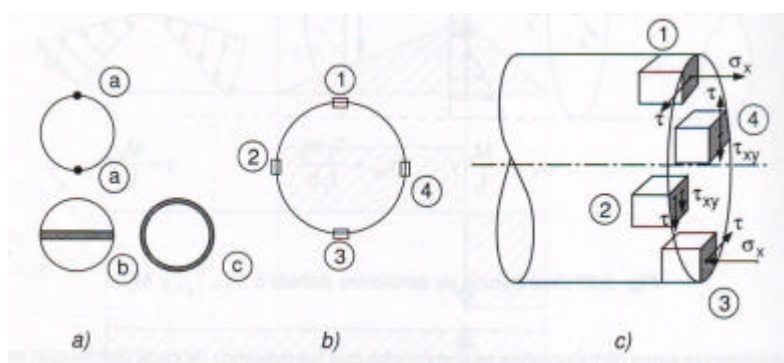


Fig. A.7.3 Punts més crítics de la secció, degut a la combinació de valors màxims de les tensions



Del quatre punts més crítics d'una secció el punt 1 sol ésser el més crític de tots i el punt 2 sol ésser més crític que el 4 ja que s'hi sumen les tensions tallants. D'aquesta manera el criteri emprat per al dimensionament de l'eix sol ser:

- Dimensionar l'eix per tal que en el punt 1 s'hi compleixi el coeficient de seguretat desitjat.
- Comprovar que en el punt 2 no es supera la  $\sigma_{adm}$ .

Per a la fabricació de l'eix es pren un acer 34 CrMo 4 segons normativa UNE 36.051-2/91 que té un límit elàstic major de  $650 \text{ N/mm}^2$  per a diàmetres d'eix de 40mm.

Aplicant el criteri de Von Mises per al punt 1 de la secció (la qual té un diàmetre de 40mm) s'obté que:

$$s_{eq} = \frac{16}{pD^3} \sqrt{4M_z^2 + 3M_x^2} \quad (\text{Eq. A.7.6})$$

$$s_{eq} = \frac{16}{p \cdot 40^3} \sqrt{4 \cdot (71,35 \cdot 10^3)^2 + 3 \cdot (112,5 \cdot 10^3)^2} = 19,21 \text{ N/mm}^2$$

Com es pot observar la  $s_{eq}$  és molt menor a l'admissible complint doncs els marges de seguretat a límit elàstic desitjats amb escreix.

Però cal comprovar els esforços tallants als quals es veu sotmès el punt 2 de la secció. Per fer-ho s'emprarà la següent equació:

$$t = \frac{16M_x}{p \cdot D^3} + \frac{16T_y}{3 \cdot p \cdot D^2} \quad (\text{Eq.A.7.8})$$

$$t = \frac{16 \cdot 112,5 \cdot 10^3}{p \cdot 40^3} + \frac{16 \cdot 443,2}{3 \cdot p \cdot 40^2} = 9,42 \text{ N/mm}^2$$

Aplicant el criteri de Von Mises s'obté que:

$$t_{adm} = 0,58 \cdot s_{adm} = 377 \text{ N/mm}^2$$

Com es pot observar el diàmetre de l'eix de la màquina i el material escollit són del tot correctes aguantant amb escreix els esforços als que estan sotmesos.



### A.7.2. Càlcul de l'eix en condicions de moviment imminent

En les condicions de moviment imminent de la màquina, just en el moment en el que s'accionen els crivells, es poden produir dos escenaris molt crítics per l'eix, just en les posicions de  $0^\circ$  i  $180^\circ$  d'angle girat de manovella, ja que en aquests instants es poden produir esforços flectors molt elevats degut a que cal vèncer la inèrcia que oposa el carro de crivellat.

Per al càlcul de l'eix cal determinar quines són les forces que actuen sobre aquest en el moment de moviment imminent. S'estudiarà la posició de  $0^\circ$  d'angle girat de manovella essent aquest el punt més crític al qual es pot veure sotmès l'eix ja que rep una força aproximada de 4500N. A continuació es detallen doncs quines són les forces o reaccions que actuen sobre l'eix, considerant menyspreable la massa d'aquest i calculant-lo en les condicions més crítiques. Cal tenir present, que caldria considerar el moment que apareix en vèncer la inèrcia del volant i de la corona de la reducció, però al desconèixer l'acceleració angular (acceleració necessària per passar de condicions d'arrencada a condicions de funcionament continu i que depèn del parell d'arrencada dels diferents motors de combustió dels tractors) es menysprea la torsió que aquests moments resistents provocarien en front la flexió provocada pels crivells per ser aquesta darrera molt més crítica per l'eix, tenint present que posteriorment es sobredimensionarà en un factor molt elevat per assegurar-ne la fiabilitat.

$F_{\text{crivell}}$ : És la reacció provocada pel venciment de la inèrcia dels crivells

$P_c$ : És el pes de la corona de la reducció d'engrenatges

$P_v$ : És el pes del volant d'inèrcia

$R_{y1}$ : És la reacció en la direcció y en el primer rodament

$R_{z1}$ : És la reacció en la direcció z en el primer rodament

$R_{y2}$ : És la reacció en la direcció y en el segon rodament

$R_{z2}$ : És la reacció en la direcció z en el segon rodament

Aplicant que el sumatori de forces en les direccions y i z i que el sumatori de moments en les direccions y i z siguin iguals a 0 en condició d'equilibri, s'obtenen les següents equacions:



$$\sum F_y = 0 \Rightarrow -R_{y1} - P_c + R_{y2} - P_v = 0 \quad (\text{Eq. A.7.9})$$

$$\sum F_z = 0 \Rightarrow -R_{z1} + R_{z2} - F_{\text{crivell}} = 0 \quad (\text{Eq. A.7.10})$$

$$\sum M_y (R1) = 0 \Rightarrow F_{\text{crivell}} \cdot 0,384 - R_{z2} \cdot 0,168 = 0 \quad (\text{Eq. A.7.11})$$

$$\sum M_z (R1) = 0 \Rightarrow R_{y2} \cdot 0,168 - P_c \cdot 0,084 - P_v \cdot 0,329 = 0 \quad (\text{Eq. A.7.12})$$

A partir de l'equació A.7.11, coneixent la força de reacció dels crivells sobre l'eix es pot trobar la reacció sobre el rodament en la direcció z. Coneixent la reacció en z sobre el segon rodament es pot determinar la reacció en z del primer rodament a partir de l'equació A.7.10. De l'equació A.7.12 es pot determinar la reacció del segon rodament en direcció y per tal de, finalment, determinar la reacció en direcció y del primer rodament a partir de l'equació A.7.9.

$\Gamma_{\text{màxim}} = 0Nm$	$P_v = 443,20N$	$R_{y1} = 395,30N$	$R_{z1} = 5785,70N$
$F_{\text{crivell}} = 4500N$	$P_c = 58,86N$	$R_{y2} = 897,36N$	$R_{z2} = 10285,70N$

Taula A.7.2 Esforços resultants aplicats en l'eix estudiat

A partir de les dades obtingudes es poden obtenir de nou els diagrames d'esforços sobre l'eix. Aquests diagrames no es realitzaran però es citen els esforços més representatius sobre la secció més crítica, la del segon rodament:

$$M_z = 71,35 \text{ Nm} \quad M_y = 972,00 \text{ Nm} \quad T_z = 5785,70 \text{ N} \quad T_y = 454,30 \text{ N}$$

Com es pot veure apareixen dos moments flectors y dos esforços tallants en les direccions y i z de l'eix. Per tal de comprovar que l'eix està suficientment ben dimensionat i que aguanta els esforços i s'aplicarà el criteri de Von Mises per tal de combinar els esforços tallants i els de tensió normal com es pot veure a l'equació A.7.13:

$$s_{eq} = \sqrt{s^2 + 3t^2} \quad (\text{Eq. A.7.13})$$

Però com es pot observar s'han obtingut dos moments flectors i dos esforços tallants en l'eix en direccions y i z, per tant cal realitzar la suma vectorial de cadascun dels esforços normals i dels esforços tallants interessant-nos el mòdul d'aquests. A continuació es mostren les equacions emprades i els resultats obtinguts:



$$s = \sqrt{\left(\frac{32 \cdot M_y}{p \cdot D^3}\right)^2 + \left(\frac{32 \cdot M_z}{p \cdot D^3}\right)^2} \quad (\text{Eq. A.7.14})$$

$$s = \sqrt{\left(\frac{32 \cdot 972,00 \cdot 10^3}{p \cdot 40^3}\right)^2 + \left(\frac{32 \cdot 71,35 \cdot 10^3}{p \cdot 40^3}\right)^2} = 155,11 \text{ N/mm}^2$$

$$t = \sqrt{\left(\frac{16 \cdot T_y}{3 \cdot p \cdot D^2}\right)^2 + \left(\frac{16 \cdot T_z}{3 \cdot p \cdot D^2}\right)^2} \quad (\text{Eq. A.7.15})$$

$$t = \sqrt{\left(\frac{16 \cdot 454,30}{3 \cdot p \cdot 40^2}\right)^2 + \left(\frac{16 \cdot 5785,70}{3 \cdot p \cdot 40^2}\right)^2} = 6,16 \text{ N/mm}^2$$

Així doncs, segons el criteri de Von Mises cal un acer d'un límit elàstic mínim de:

$$s_{eq} = \sqrt{155,11^2 + 6,16^2} = 155,23 \text{ N/mm}^2$$

Per la correcta seguretat de la màquina, es planteja sobredimensionar aquest valor, el qual és el més crític de tots els obtinguts en aquest eix en un factor de seguretat de 4 ja que és un dels eixos més sol·licitats i sotmès a més esforços al llarg de tot el procés de treball i considerant que s'han menyspreat esforços en el càlcul. Ja que l'acer seleccionat té un límit elàstic major a 650 N/mm<sup>2</sup> es considera que el diàmetre de l'eix és suficient i que està ben dimensionat.

## A.8. Càlcul d'un rodament de l'eix que acciona els crivells

Tenint present que l'eix que acciona el carro de crivellat és un dels més sol·licitats es calcularà un rodament d'aquest eix en continu. Es considera aquest càlcul representatiu per a la resta dels rodaments de la màquina, considerant que caldria seguir el mateix criteri per tal de dimensionar o calcular els més crítics de cada element accionat.

Per al càlcul del rodament és necessari emprar els esforços obtinguts en les reaccions de la parella de rodaments de l'eix obtinguts en l'apartat de càlcul A.7.1 on s'ha calculat l'eix en condicions de funcionament continu.

Els valors obtinguts en les reaccions del primer i del segon rodament han estat  $R_{y1} = -408,8 \text{ N}$ ,  $R_{z1} = 0 \text{ N}$ ,  $R_{y2} = 883,86 \text{ N}$  i  $R_{z2} = 0 \text{ N}$ , respectivament.



Com es pot observar dels valors de les reaccions obtingudes anteriorment, el rodament més sol·licitat és el segon. El qual es veu sotmès a esforços més elevats de càrrega, de manera que serà el segon rodament el que es calcularà com el més representatiu. Les components obtingudes de les reaccions en el segon rodament han estat en el pla y i z de l'eix, no havent-hi doncs cap tipus de força axial aplicada en aquest. D'altra banda caldria calcular el mòdul de la reacció de les dues components però essent la component en z igual a zero es considera una càrrega radial aplicada en el segon rodament de 883,86 N.

A partir de les dades subministrades pel fabricant de rodaments de la casa INA, es pot obtenir la càrrega que aguanten aquests durant  $10^6$  cicles. Així doncs, s'obté el valor de càrrega dinàmica radial de  $C_r$ , a partir del catàleg per  $10^6$  cicles de vida essent de 32500N.

A partir de les dades obtingudes ja es pot calcular la vida o nombre de cicles que pot fer el rodament abans de la fallada a partir de l'equació A.8.1:

$$P_1^p \cdot L_1 = P_2^p \cdot L_2 \quad (\text{Eq. A.8.1})$$

On:

$P_1$ : és la capacitat de càrrega dinàmica expressada en N que causa la fallada a  $10^6$  cicles.

$L_1$ : és el nombre de cicles fins a la fallada per a una determinada càrrega dinàmica  $P_1$ .

$P_2$ : és la càrrega a la que es veu sotmès el rodament en N.

$L_2$ : és el nombre de cicles fins a la fallada per a una determinada càrrega aplicada  $P_2$ .

p: factor que depèn del tipus de rodament (3 per rodaments a boles i 10/3 per rodaments de corrons).

A partir de les dades analitzades anteriorment ja es pot calcular el nombre de cicles fins a la fallada a partir de la següent expressió:

$$L_2 = \left( \frac{P_1}{P_2} \right)^p \cdot L_1 = \left( \frac{32500}{883,86} \right)^3 \cdot 10^6 = 4,97 \cdot 10^{10} \text{ cicles}$$

$$L_2 = 4,97 \cdot 10^{10} \text{ rev} \cdot \frac{1 \text{ min}}{270 \text{ rev}} \cdot \frac{1 \text{ h}}{60 \text{ min}} = 3 \cdot 10^6 \text{ hores}$$

Com es pot observar dels valors obtinguts el rodament aguanta a vida infinita, per tant està ben seleccionat i ben dimensionat.





## ANNEX B. MEMÒRIA ECONÒMICA

En el següent apartat es tracten de manera detallada els costos de la màquina estudiada, tant els costos dels elements que es compren com els que cal fabricar expressament, així com els costos d'enginyeria deguts al càlcul, disseny, elaboració de plànols i posterior fabricació.

### B.1. Cost dels components que es compren

A continuació es citen els costos dels elements de sèrie dels diferent fabricants encarregats del seu subministrament, IVA inclòs.

COSTOS DELS ELEMENTS DE SÈRIE	PREU UNITARI [€/UNITAT]	NOMBRE D'UNITATS	PREU TOTAL [€]
Ventilador CASALS BVCR 51/51 (20/20)	922,5	1	922,5
Junta homocinètica Bondioli&Pavesi	142,5	1	142,5
<b>Subtotal dels elements de sèrie</b>			<b>1065</b>

Taula B.1.1. Costos dels elements de serie

COSTOS DELS ELEMENTS DE TRANSMISSIÓ	PREU UNITARI [€/UNITAT]	NOMBRE D'UNITATS	PREU TOTAL [€]
Corretja trapezial estreta SPZ, longitud 2800 mm	15	1	15
Corretja trapezial estreta SPZ, longitud 3150 mm	16,5	1	16,5
<b>Subtotal dels elements de transmissió</b>			<b>31,5</b>

Taula B.1.2. Costos dels elements de transmissió



<b>COSTOS DELS ELEMENTS DE GUIATGE LINEAL I ROTATIU</b>	<b>PREU UNITARI [€/UNITAT]</b>	<b>NOMBRE D'UNITATS</b>	<b>PREU TOTAL [€]</b>
Rodaments sèrie 16002, segons DIN 625-1 (fabricant INA)	6	2	12
Rodaments PAKY 35 (fabricant INA)	8,5	2	17
Rodaments PAKY 40 (fabricant INA)	10	4	40
Cap de ròtula GIL 15 - UK, lliure de manteniment	40	2	80
Guia lineal KUVE 35-B-SN, longitud 1500 mm	300	2	600
Patí KUVE 35 per recirculació de boles	155	4	620
<b>Subtotal dels elements de guiatge lineal i rotatiu</b>			<b>1369</b>

Taula B.1.3. Costos dels elements de guiatge lineal i rotatiu

<b>COSTOS DELS ELEMENTS DE TORNILLERIA</b>	<b>PREU UNITARI [€/UNITAT]</b>	<b>NOMBRE D'UNITATS</b>	<b>PREU TOTAL [€]</b>
Cargol H, M6x14 classe 8.8	0,06	16	0,96
Cargol H, M6x20 classe 8.8	0,07	56	3,92
Cargol H, M8x25 classe 8.8	0,1	6	0,6
Cargol H, M8x30 classe 8.8	0,12	2	0,24
Cargol H, M8x70 classe 8.8	0,15	2	0,3
Cargol H, M10x100 classe 8.8	0,25	8	2
Cargol H, M14x80 classe 8.8	0,25	16	4
Cargol H, M14x100 classe 8.8	0,3	12	3,6



<b>Cargol H, M14x130 classe 8.8</b>	0,3	8	2,4
<b>Cargol CHC, M8x70 classe 8.8</b>	0,24	38	9,12
<b>Femella H, M6</b>	0,02	72	1,44
<b>Femella H, M8</b>	0,04	48	1,92
<b>Femella H, M10</b>	0,06	8	0,48
<b>Femella H, M14</b>	0,1	36	3,6
<b>Volandera elàstica per a arbre de 25 x 1,2</b>	0,08	1	0,08
<b>Volandera elàstica per a arbre de 35 x 1,5</b>	0,1	2	0,2
<b>Volandera elàstica per a arbre de 40 x 1,75</b>	0,12	1	0,12
<b>Volandera elàstica per a arbre de 45 x 1,75</b>	0,15	2	0,3
<b>Volandera L 8 N</b>	0,03	2	0,06
<b>Volandera LL 10 U</b>	0,05	2	0,1
<b>Volandera M 10 U</b>	0,05	2	0,1
<b>Clàvies</b>	0,8	4	3,2
<b>Passadors</b>	0,8	4	3,2
<b>Clavetes</b>	0,6	9	5,4
<b>Pom de govern M8 forma D</b>	1,5	2	3
<b>Subtotal dels elements de tornilleria</b>			<b>50,34</b>

Taula B.1.4. Costos dels elements de tornilleria



## B.2. Cost dels components que es fabriquen

A continuació es citen tots els costos dels elements que cal fabricar expressament considerant un cost aproximat de 60€/h per operacions de mecanitzat (torn, fresa, soldadura, tall, punxonat, doblegament, etc.) Els temps de mecanitzat s'han consultat a una persona experimentada en operacions d'aquest tipus.

### B.2.1. Subconjunt bastidor

DESIGNACIÓ	QUANT.	MAT.	PES BRUT [Kg]	PES NET [Kg]	PREU MAT. [€/Kg]	COST MAT. [€]	COST MÀ D'OBRA [€]	TOTAL [€]
Bastidor	1	S355	55,25	51,05	0,80	44,20	520	564,20
Eix principal	1	34CrMo4	7,05	6,01	1,20	8,46	110	118,46
Eix reduït	1	34CrMo4	4,61	3,92	1,20	5,53	70	75,53
Suport ròtules	1	S275	1,72	1,38	0,70	1,20	100	101,20
Volant d'inèrcia	1	S275	65,35	45,18	0,70	45,75	280	325,75
Pinyó	1	15NiCr11	4,20	2,40	1,10	4,62	310	314,62
Corona	1	15NiCr11	8,12	6,29	1,10	8,93	350	358,93
Carcassa protectora	1	S275	9,51	8,39	0,70	6,66	370	376,66
Suport politja tensora	1	S355	0,42	0,19	0,80	0,34	30	30,34
Politja conductora	1	Fundició GG20	1,72	1,46	1,20	2,06	80	82,06
Politja tensora	1	Fundició GG20	1,35	1,29	1,20	1,62	80	81,62
<b>Subtotal dels elements del subconjunt bastidor</b>								<b>2429,37</b>

Taula B.2.1. Costos del subconjunt bastidor



**B.2.2. Subconjunt cilindre**

DESIGNACIÓ	QUANT.	MAT.	PES BRUT [Kg]	PES NET [Kg]	PREU MAT. [€/Kg]	COST MAT. [€]	COST MÀ D'OBRA [€]	TOTAL [€]
Politja del cilindre	1	Fundició GG20	3,55	2,14	1,20	4,26	85	89,26
Tremuja	1	S235	45,34	38,75	0,70	31,74	420	451,74
Arbre del cilindre	1	34CrMo4	7,83	7,65	1,20	9,40	110	119,40
Orelletes del còncau	2	S235	0,65	0,46	0,70	0,46	120	240,92
Barra raspada a dretes	4	AM38	3,45	3,09	1,50	5,18	90	380,72
Barra raspada a esquerres	4	AM38	3,45	3,09	1,50	5,18	90	380,72
Còncau	1	S275	24,80	23,32	0,70	17,36	480	497,36
Cilindre	1	S275	108,65	95,46	0,70	76,06	1350	1426,06
Barra de govern	1	S275	0,86	0,75	0,70	0,60	50	50,60
<b>Subtotal dels elements del subconjunt bastidor</b>								<b>3636,78</b>

Taula B.2.2. Costos del subconjunt cilindre

**B.2.3. Subconjunt estructura**

DESIGNACIÓ	QUANT.	MAT.	PES BRUT [Kg]	PES NET [Kg]	PREU MAT. [€/Kg]	COST MAT. [€]	COST MÀ D'OBRA [€]	TOTAL [€]
Estructura	1	S355	455,45	405,32	0,80	364,36	2350	2714,36
<b>Subtotal dels elements del subconjunt bastidor</b>								<b>2714,36</b>

Taula B.2.3. Costos del subconjunt estructura



**B.2.4. Subconjunt ventilador**

DESIGNACIÓ	QUANT.	MAT.	PES BRUT [Kg]	PES NET [Kg]	PREU MAT. [€/Kg]	COST MAT. [€]	COST MÀ D'OBRA [€]	TOTAL [€]
Politja d'entrada	1	Fundició GG20	4,51	3,43	1,2	5,41	150	155,41
Politja de sortida	1	Fundició GG20	3,12	2,45	1,2	3,74	120	123,74
Politja tensora	1	Fundició GG20	2,78	1,93	1,2	3,34	85	88,34
Suport de la politja tensora	1	S355	0,42	0,19	0,8	0,34	30	30,34
<b>Subtotal dels elements del subconjunt bastidor</b>								<b>397,83</b>

Taula B.2.4. Costos del subconjunt ventilador

**B.2.5. Subconjunt crivells**

DESIGNACIÓ	QUANT.	MAT.	PES BRUT [Kg]	PES NET [Kg]	PREU MAT. [€/Kg]	COST MAT. [€]	COST MÀ D'OBRA [€]	TOTAL [€]
Accionament carro crivellat	1	S355	1,92	1,41	0,80	1,54	230	231,54
Carro de crivellat	1	S235	82,34	75,85	0,70	57,64	450	507,64
Crivell inferior	1	S235	22,23	15,85	0,70	15,56	280	295,56
Crivell superior	1	S235	21,46	13,01	0,70	15,02	230	245,02
<b>Subtotal dels elements del subconjunt bastidor</b>								<b>1279,76</b>

Taula B.2.5. Costos del subconjunt crivells



### B.3. Costos d'enginyeria

A continuació es citen tots els costos d'enginyeria associats a la màquina. En aquests costos s'hi engloben totes les despeses associades al disseny, càlculs, elaboració de plànols, muntatge i posada apunt de la màquina, així com altres despeses associades d'enginyeria com són el software, investigació i recerca, documentació i transport.

Per tal d'estimar aquests costos es suposarà un cost d'enginyeria d'uns 60€/h i uns costos associats a la delineació dels plànols i a l'operari muntador d'uns 35€/h.

CONCEPTES DE DISSENY	PROFESSIONAL	QUANTITAT	TEMPS [h]	PREU [€/h]	COST [€]
Disseny	Enginyer	1	350	60	21000
Càlculs	Enginyer	1	200	60	12000
Elaboració de plànols	Delineant	1	100	35	3500
Posada apunt i muntatge	Muntador	1	100	35	3500
<b>Subtotal dels costos associats al disseny</b>					<b>40000</b>

Taula B.3.1. Costos de disseny

ALTRES CONCEPTES	COST ESTIMAT [€]
Software	1000
Documentació (catàlegs, fotocòpies, etc.)	200
Transport	50
Investigació i recerca	500
<b>Subtotal dels costos associats a altres conceptes del disseny</b>	<b>1750</b>

Taula B.3.2. Costos d'altres conceptes



## B.4. Balanç econòmic

Un cop s'han determinat tots els costos associats a la màquina i tots els costos associats d'enginyeria ja es pot realitzar el balanç econòmic del projecte per determinar-ne la viabilitat.

Primerament, cal tenir present que caldrà realitzar un prototip de la màquina objecte d'estudi per tal d'assegurar-ne el correcte funcionament i ajustar-la en tot allò que sigui necessari abans de llençar-la al mercat en plenes garanties. En aquest sentit, caldrà realitzar una inversió inicial el primer any corresponent al costos totals de fabricació i els d'enginyeria calculats anteriorment. Aquesta inversió inicial s'estima en un valor aproximat de 60000€.

Com s'ha estudiat a la memòria del present projecte, es pretén vendre un total de 30 màquines anuals per tal d'obrir el mercat, pensant en ampliar el nombre de màquines a vendre si la demanda anés a més. A partir del cost de fabricació total de la màquina abans calculat podem obtenir les despeses variables del projecte essent d'un total de 13116,14€. Suposant que volem obtenir un 30% de benefici, podem obtenir el preu de venda per cada màquina essent aquest de 17050,98€.

D'altra banda es consideren unes despeses fixes degudes al lloguer de la maquinaria de fabricació, contractes d'operaris, lloguer del local, despeses de manteniment i despeses imprevistes. Aquestes despeses fixes s'estimen en un total de 50000 €.

Per tal de realitzar el balanç econòmic es considera un augment dels preus interanual d'un 5% i es realitza un balanç en un horitzó de 5 anys vista per tal d'observar la progressió de la inversió.

A partir de totes les dades estudiades i analitzades, ja podem realitzar el balanç econòmic del projecte i tabular totes les dades per tal d'estudiar-ne la viabilitat a partir dels principals indicadors econòmics. Es realitzarà doncs l'estudi detallat del valor actual net (VAN), el període de retorn (Pay-back) i la taxa interna de rendibilitat (TIR).

A la taula B.4.1 es detalla el balanç econòmic detallat de la inversió per tal d'assegurar-ne la viabilitat i observar l'evolució d'aquesta a llarg termini.





Balanç econòmic	2008	2009	2010	2011	2012
Ingressos		511529,40	537105,87	563961,16	592159,22
Despesa fixa		50000,00	52500,00	55125,00	57881,00
Despesa variable		393484,20	413158,41	433816,33	455507,15
Benefici abans d'impostos		68045,20	71447,46	75019,83	78771,07
Impostos (35%)		23815,82	25006,61	26256,94	27569,87
Fons generats		44229,38	46440,85	48762,89	51201,20
Fons invertits	60000,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Flux de caixa	-60000,00	44229,38	46440,85	48762,89	51201,20
Balanç acumulat	-60000,00	-15770,62	30670,23	79433,12	130634,32

Taula B.4.1. Balanç econòmic

- Càlcul del període de retorn de la inversió:

$$\text{Pay-back} = 1,34 \text{ anys}$$

- Càlcul del Valor Actual Net (VAN):

$$VAN = Q_{2008} + \frac{Q_{2009}}{(1+k)} + \frac{Q_{2010}}{(1+k)^2} + \frac{Q_{2011}}{(1+k)^3} + \frac{Q_{2012}}{(1+k)^4}$$

On Q és el flux de caixa corresponent a cada període i k és l'increment de preus interanual.

$$VAN = 108493,01$$



- Càlcul de la Taxa Interna de Rendibilitat (TIR):

$$VAN = \sum_{t=0}^n \frac{Q}{(1+r)^t} = 0 \Rightarrow TIR = r$$

A partir de l'equació anterior s'obté el resultat següent:

$$TIR=0,6727=67,27\%$$

A partir dels indicadors calculats s'observa com a partir del segon any ja s'ha recuperat la inversió i s'obtenen resultats positius i satisfactoris, essent el projecte rendible i viable.



# ANNEX C. CATÀLEGS DELS COMPONENTS

## C.1. Ventilador



### VENTILADORES CENTRÍFUGOS BAJA PRESIÓN CENTRIFUGAL LOW PRESSURE FANS VENTILATEURS CENTRIFUGES BASSE PRESSION NIEDERDRUCK-RADIALVENTILATOREN

#### BVCR



#### ES

##### CARACTERÍSTICAS GENERALES:

Serie compuesta por 6 tamaños distintos desde el 39/39 (15/15) hasta el 76/71 (30/28). Caudales desde 16.000 m<sup>3</sup>/h hasta 62.000 m<sup>3</sup>/h. Temperatura máxima de trabajo 85°C en continuo.

##### CARACTERÍSTICAS CONSTRUCTIVAS:

- Ventiladores totalmente fabricados en chapa galvanizada.
- Turbina multipala de alabes curvadas hacia delante de doble alido.
- Eje transmisión con tratamiento anticorrosión.
- EL VENTILADOR SE SUMINISTRARÁ A EJE LIBRE.
- Eje de la transmisión que sobresale por los dos lados para permitir el montaje de poleas y correas.
- Montaje tipo cubic con paneles laterales que refuerzan todo el conjunto del ventilador.
- Ventilador con rodamientos a bolas de engrase permanente montados en aro de goma para evitar vibraciones.

##### APLICACIONES:

- Equipos de climatización y de tratamiento de aire.
- Instalación dentro de cajas de ventilación.
- Aeroterms centrífugas.

##### BAJO DEMANDA:

Montaje de ventilador completo con motor, poleas y correas.

#### EN

##### GENERAL FEATURES:

Range with 6 different sizes from 39/39 (15/15) until 76/71 (30/28). Air-Flow from 16.000 m<sup>3</sup>/h until 62.000 m<sup>3</sup>/h. Maximum working temperature 85°C in continuous.

##### MANUFACTURING FEATURES:

- Fully made of galvanised steel sheet.
- All models fitted with double inlet forward curved impellers.
- Transmission shaft with anticorrosion treatment.
- The fan will be supplied with free shaft.
- The transmission shaft standing out in both fan sides to allow the assembly of the motor, pulleys and belts.
- Reinforced cubick assembly with the lateral pannels and a bearings base plate as well.
- Ball bearings greased for life assembled in a base support.

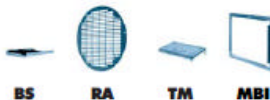
##### APPLICATIONS:

- Chillers and air cooling or air treatment equipments.
- Assembly inside cabinets.
- Centrifugal heaters.

##### UNDER REQUEST:

Full equiped fan with motor, pulleys and belts.

#### ACCESORIOS ANCILLARIES ACCESSOIRES ZUBEHÖR



BS

RA

TM

MBI

#### FR

##### CARACTÉRISTIQUES GÉNÉRALES:

Série composée par 6 tailles de la 39/39 (15/15) à la 76/71 (30/28). Débits de 16.000 m<sup>3</sup>/h à 62.000 m<sup>3</sup>/h. Température maximale de l'air 85°C en continu.

##### CARACTÉRISTIQUES DE FABRICATION:

- Totalemnt construit en tôle d'acier galvanisée.
- Turbine de pales à action de double aspiration.
- Axe de la turbine avec traitement anticorrosion.
- VENTILATEUR LIVRÉ SANS MOTEUR.
- Axe qui sort des deux côtés pour permettre le montage de poulies et courroies de la transmission.
- Montage type cubique avec panneaux latéraux qui renforcent l'ensemble du ventilateur.
- Roulements à graisse permanente montés sur antivibratoires.

##### APPLICATIONS:

- Unités de climatisation et traitement d'air.
- Caissons de ventilation.
- Aérothermes centrifuges.

##### OPTIONS DISPONIBLES:

Montage complète avec transmission et moteur.

#### DE

##### ALLGEMEINE MERKMALE:

Baureihe bestehend aus 6 verschiedenen Größen, von 39/39 (15/15) bis 76/71 (30/28). Luftfördermengen von 16.000 m<sup>3</sup>/h bis 62.000 m<sup>3</sup>/h. Maximale Arbeitstemperatur von 85 °C im Dauerbetrieb.

##### BAULICHE MERKMALE:

- Ventilatoren komplett aus verzinktem Blech hergestellt.
- Mehrschaufel-Turbine mit nach vorn geneigten Schaufelrädern mit doppelter Ansaugung.
- Kraftübertragungswelle mit Rostschutzbehandlung.
- DER VENTILATOR WIRD MIT FREIER WELLE GELIEFERT.
- Die Kraftübertragungswelle steht an beiden Seiten über, um die Montage von Riemenscheibe und Riemen zu ermöglichen.
- Montage des Bauteils Cubic, bei dem abgesehen von den Seitentafeln zur Verstärkung der Ventilatoreinheit auch eine Lageraufnahme eingeschlossen ist.

##### ANWENDUNGEN:

- Klimaanlage und Systeme zur Luftbehandlung.
- Einbau in Lüftungskästen.
- Radial-Luftheizungen.

##### AUF ANFRAGE:

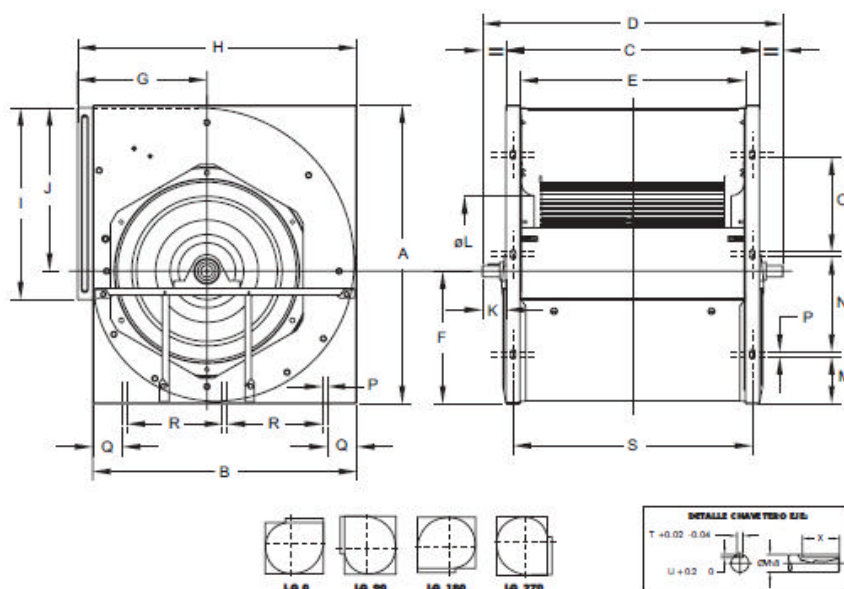
Montage des kompletten Ventilators mit Motor, Riemenscheibe und Riemen.



**VENTILADORES CENTRÍFUGOS BAJA PRESIÓN**  
**CENTRIFUGAL LOW PRESSURE FANS**  
**VENTILATEURS CENTRIFUGES BASSE PRESSION**  
**NIEDERDRUCK-RADIALVENTILATOREN**



**BVCR**



**DIMENSIONES / DIMENSIONS / ENCOMBREMEN / ABMESSUNGEN (mm)**

Model	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N
BVCR 39/39 (15/15)	628	553	533	630	473	285	271	585	404	343	49	321	99	200
BVCR 47/47 (18/18)	748	653	616	728	556	335	311	685	483	413	56	397	109	250
BVCR 51/51 (20/20)	945	790	983	923	605	440	325	840	605	525	120	-	-	-
BVCR 56/56 (22/22)	1.045	840	736	976	655	473	350	910	695	572	120	-	-	-
BVCR 63/63 (25/25)	1.162	945	945	1.085	765	522	377	995	795	640	120	-	-	-
BVCR 76/71 (30/28)	1.395	1.155	968	1.208	890	618	467	1.205	935	777	120	-	-	-

Model	O	P	Q	R	S	T	U	V	X
BVCR 39/39 (15/15)	200	10	60	200	503	8	4	25	52
BVCR 47/47 (18/18)	250	10	60	250	686	8	4	25	52
BVCR 51/51 (20/20)	-	25	-	-	641	-	-	35	-
BVCR 56/56 (22/22)	-	25	-	-	694	-	-	35	-
BVCR 63/63 (25/25)	-	25	-	-	803	-	-	35	-
BVCR 76/71 (30/28)	-	25	-	-	926	-	-	40	-

Model	Pulg.	R.P.M max.	CV	m³/h	Kg
BVCR 39/39 (15/15)	15/15	1.100	5,5	16.000	34
BVCR 47/47 (18/18)	18/18	900	7,5	25.000	46
BVCR 51/51 (20/20)	20/20	800	10	29.000	84
BVCR 56/56 (22/22)	22/22	700	10	32.000	94
BVCR 63/63 (25/25)	25/25	550	15	42.000	113
BVCR 76/71 (30/28)	30/28	450	20	62.000	145

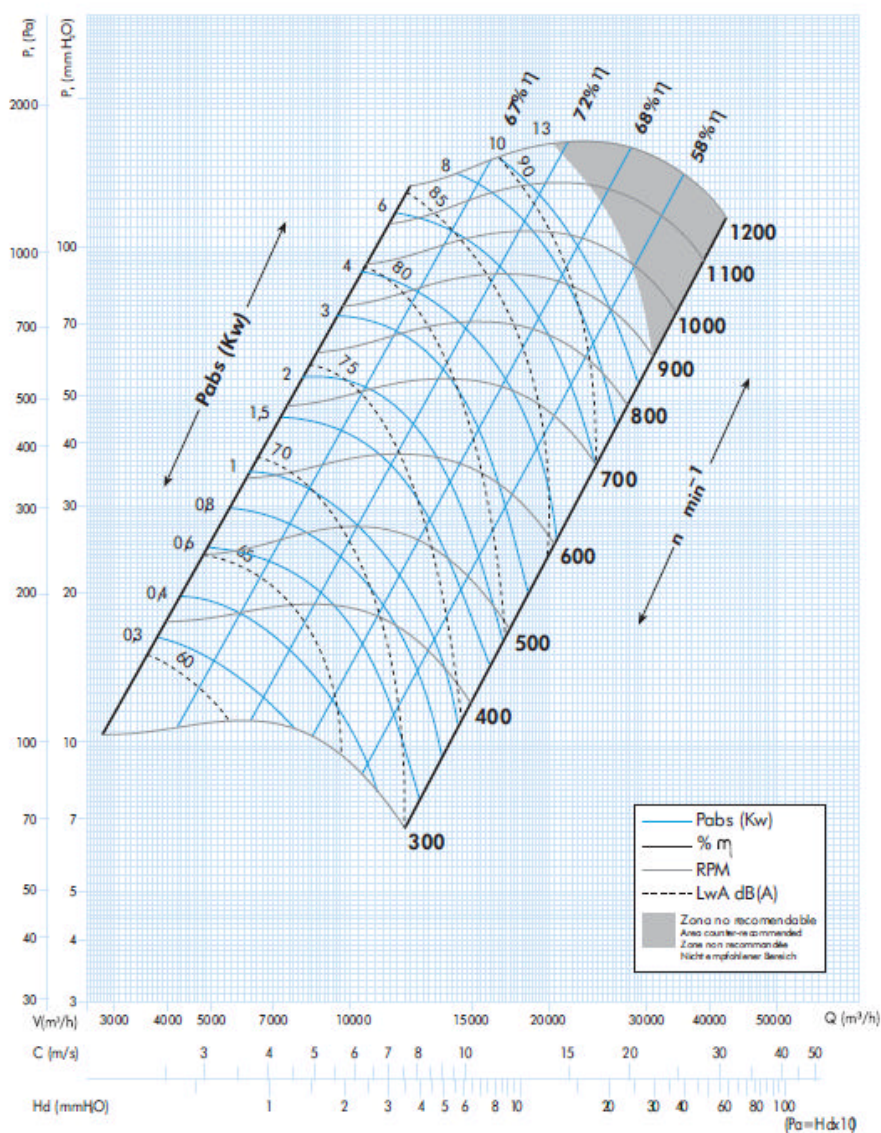


**VENTILADORES CENTRÍFUGOS BAJA PRESIÓN**  
 CENTRIFUGAL LOW PRESSURE FANS  
 VENTILATEURS CENTRIFUGES BASSE PRESSION  
 NIEDERDRUCK-RADIALVENTILATOREN



**BVCR**

**51/51 (20/20)**





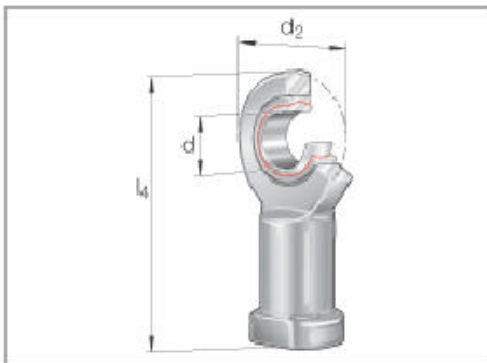
## C.2. Ròtula



### Cabezas de rótula GIL..-UK

libre de mantenimiento, según DIN ISO 12 240-4, rosca a la izquierda

Esta hoja de datos sólo es una vista general de medidas y capacidades de carga de la serie seleccionada. Tenga en cuenta sin falta todas las indicaciones de estas páginas. Para muchos productos encontrará más información bajo "Descripción" del menú. Además puede pedir amplio material de información a través de la Selección de catálogos (<http://www.ina.de/content.ina.de/en/services/mediathek/library/library.jsp>), por e-Mail ([kataloge@de.ina.com](mailto:kataloge@de.ina.com)) o teléfono +49 (91 32) 82 - 28 97.



	d mm	d <sub>2</sub> mm	l <sub>4</sub> mm
GIL6-UK	6	21	40,5
GIL8-UK	8	24	48
GIL10-UK	10	29	57,5
GIL12-UK	12	34	67
GIL15-UK	15	40	81
GIL17-UK	17	46	90
GIL20-UK	20	53	103,5
GIL25-UK	25	64	126
GIL30-UK	30	73	146,5





Figura 1

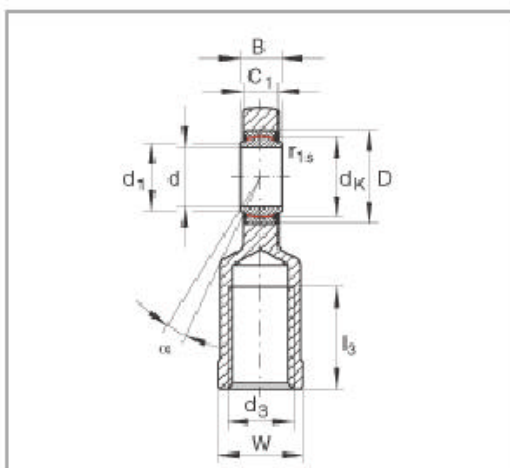
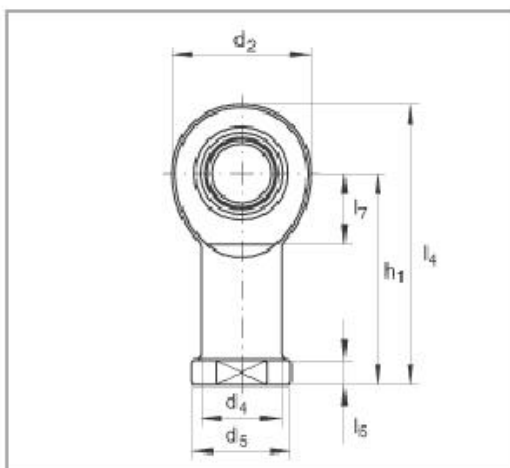


Figura 2





GIL15-UK

Figura 1 , Figura 2

d	15 mm	Tolerancia: 0 / -0,008
d2	40 mm	
l4	81 mm	
B	12 mm	Tolerancia: 0 / -0,12
C1	10 mm	
D	26 mm	
d1	18,4 mm	
d3	M14	
d4	21 mm	
d5	26 mm	
dk	22 mm	
Gr max	0,04 mm	Juego radial máx.
Gr mín	0 mm	Juego radial mín.
h1	61 mm	
l3	30 mm	
l5	8 mm	
l7	20 mm	
r1a mín	0,3 mm	
W	22 mm	
α	8°	
<p>en el caso de roscas a la izquierda, la R se sustituye por una L - (ejemplo: GIL);                      en el caso de roscas a la derecha, la L se sustituye por una R - (ejemplo: GIR)</p>		
m	0,18 kg	Peso
Cr	17600 N	Capacidad de carga dinámica, radial
Cor	44800 N	Capacidad de carga estática, radial Capacidad de carga de la cabeza





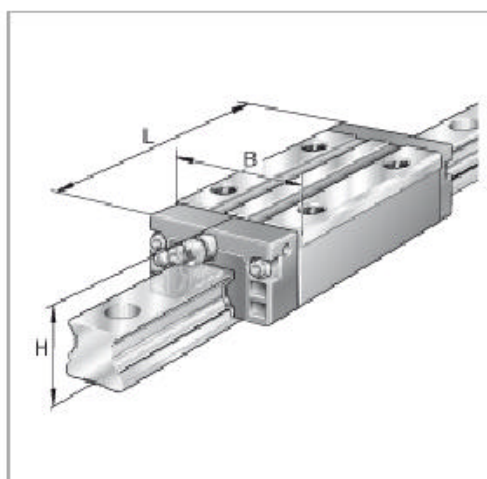
### C.3. Guies lineals



#### Sistemas con recirculación a bolas KUBE..-B-SN

carro estrecho y bajo, de cuatro hileras, sin jaula;  
ejecución protegida contra la corrosión posible

Esta hoja de datos sólo es una vista general de medidas y capacidades de carga de la serie seleccionada. Tenga en cuenta sin falta todas las indicaciones de estas páginas. Para muchos productos encontrará más información bajo "Descripción" del menú. Además puede pedir amplio material de información a través de la Selección de catálogos (<http://www.ina.de/content.ina.de/en/services/mediathek/library/library.jsp>), por e-Mail ([kataloge@de.ina.com](mailto:kataloge@de.ina.com)) o teléfono +49 (91 32) 82 - 28 97.



	H mm	B mm	L mm
KUBE20-B-SN	27	44	69,8
KUBE25-B-SN	31	48	81,7
KUBE30-B-SN	38	60	97,4
KUBE35-B-SN	44	70	110,4
KUBE45-B-SN	52	86	139





Figura 1

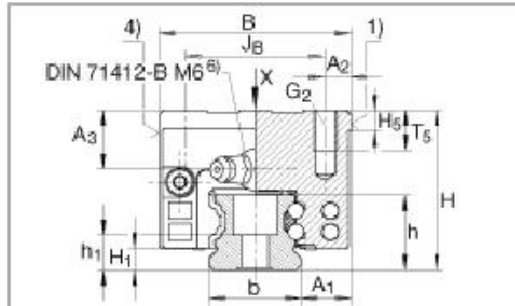


Figura 2

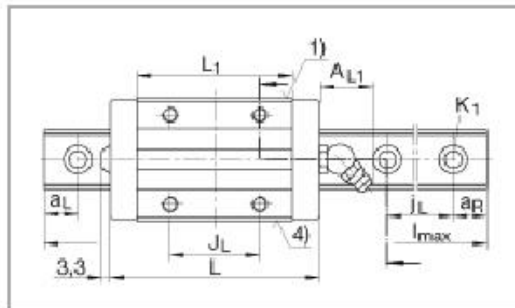


Figura 3

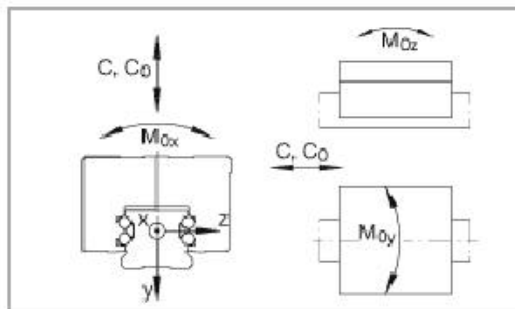
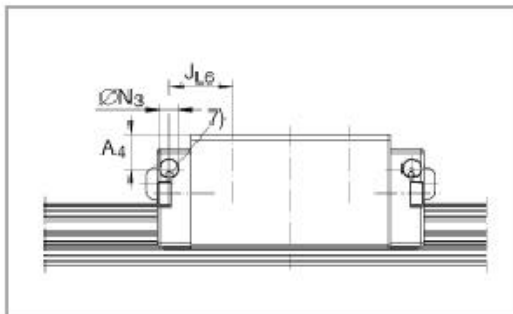




Figura 4





KUVE35-B-SN

Figura 1, Figura 2, Figura 3, Figura 4

H	44 mm	
B	70 mm	
L	110,4 mm	
1)		Cara de apoyo
4)		Marcación
6)		Engrasador con cabeza cónica según DIN 71 412-B M6, excepto KUVE20-B.: según DIN 71 412-B M5 y KUVE15-B.: según DIN 3 405 M3
7)		Conexión de lubricación lateral
A <sub>1</sub>	18 mm	
A <sub>2</sub>	10 mm	
A <sub>3</sub>	8,3 mm	
A <sub>4</sub>	7 mm	
A <sub>L1</sub>	19 mm	
a <sub>L</sub> max	71 mm	a L y a R dependen de la longitud l máx. del carril-guía
a <sub>L</sub> mín	20 mm	a L y a R dependen de la longitud l máx. del carril-guía
a <sub>R</sub> max	71 mm	a L y a R dependen de la longitud l máx. del carril-guía
a <sub>R</sub> mín	20 mm	a L y a R dependen de la longitud l máx. del carril-guía
b	34 mm	-0,005/-0,03
G <sub>2</sub>	M8	para tornillos DIN ISO 4762-12.9 Momento de apriete máx. Nm: M4 = 5 M5 = 10 M6 = 17 M8 = 41 M12 = 140 M14 = 220 Apretar firmemente los tornillos, especialmente si pueden producirse pérdidas de precarga por mala fijación
h	27 mm	
H <sub>1</sub>	6,7 mm	
h <sub>1</sub>	15 mm	
H <sub>5</sub>	6,75 mm	
J <sub>a</sub>	50 mm	
J <sub>L</sub>	50 mm	
j <sub>L</sub>	80 mm	
J <sub>L6</sub>	22 mm	
K <sub>1</sub>	M8	para tornillos DIN ISO 4762-12.9





		Momento de apriete máx. Nm: M3 = 2,5 M4 = 5 M5 = 10 M6 = 17 M8 = 41 M10 = 83 M12 = 140 M14 = 220 M16 = 340
		Apretar firmemente los tornillos, especialmente si pueden producirse pérdidas de precarga por mala fijación
L1	80 mm	
l <sub>max</sub>	2960 mm	Longitud máxima de carriles-guía de un solo tramo; carriles más largos se suministran en varios tramos, convenientemente marcados. Carril-guía de un solo tramo de 6 m, sobre consulta.
N <sub>s</sub>	5,6 mm	
T <sub>s</sub>	13,5 mm	
m <sub>w</sub>	1,3 kg	Peso del carro de guiado
m <sub>s</sub>	5,7 kg/m	Peso del carril-guía
C	38000 N	Capacidad de carga Cálculo de la capacidad de carga según DIN 636, La experiencia práctica ha demostrado que un aumento de la capacidad de carga dinámica es posible.
C <sub>0</sub>	72000 N	Capacidad de carga Cálculo de la capacidad de carga según DIN 636, La experiencia práctica ha demostrado que un aumento de la capacidad de carga dinámica es posible.
M <sub>0x</sub>	1465 Nm	momento
M <sub>0y</sub>	1020 Nm	momento
M <sub>0z</sub>	1020 Nm	momento
		Accesorios especiales (sobre consulta)



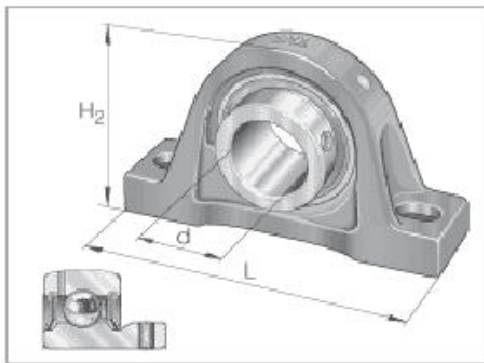
## C.4. Rodaments



### Soportes de apoyo PAKY

soportes de fundición gris, rodamientos autoalineables con tornillos prisioneros en el anillo interior según ABMA 15 - 1991, ABMA 14 - 1991, ISO3228

Esta hoja de datos sólo es una vista general de medidas y capacidades de carga de la serie seleccionada. Tenga en cuenta sin falta todas las indicaciones de estas páginas. Para muchos productos encontrará más información bajo "Descripción" del menú. Además puede pedir amplio material de información a través de la Selección de catálogos (<http://www.ina.de/content.ina.de/en/services/mediathek/library/library.jsp>), por e-Mail ([kataloge@de.ina.com](mailto:kataloge@de.ina.com)) o teléfono +49 (91 32) 82 - 28 97.



	d inch	d mm	L inch	L mm	H <sub>2</sub> inch	H <sub>2</sub> mm
PAKY20	0,787	20	5,118	130	2,472	62,8
PAKY25	0,984	25	5,5	139,7	2,688	68,262
PAKY30	1,181	30	6,188	157,16	3,169	80,5
PAKY35	1,378	35	6,772	172	3,626	92,1
PAKY40	1,575	40	7,146	181,5	3,937	100
PAKY45	1,772	45	7,677	195	4,15	105,4
PAKY50	1,969	50	7,972	202,5	4,543	115,4





Figura 1

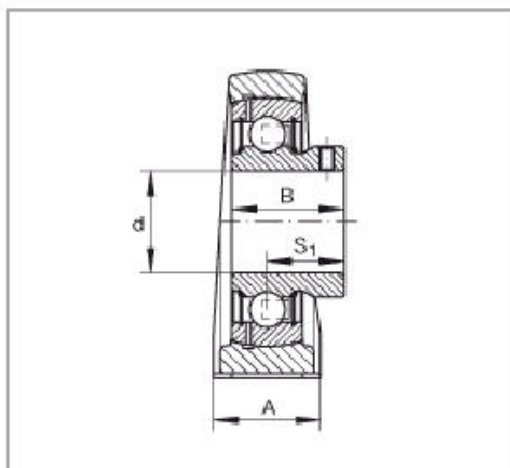
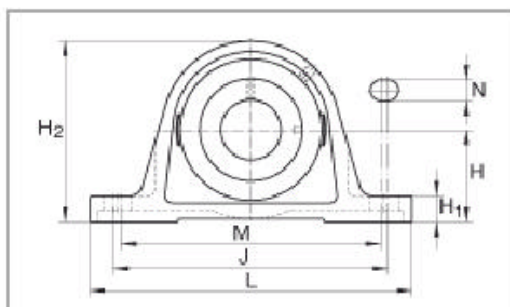


Figura 2





PAKY40

Figura 1 , Figura 2

d	1,575 inch	
d	40 mm	
L	7,146 inch	
L	181,5 mm	
H <sub>z</sub>	3,937 inch	
H <sub>z</sub>	100 mm	
A	1,969 inch	
A	50 mm	
B	1,555 inch	
B	39,5 mm	
H	1,937 inch	
H	49,2 mm	
H <sub>1</sub>	0,787 inch	
H <sub>1</sub>	20 mm	
J	5,787 inch	
J	147 mm	
M	4,921 inch	
M	125 mm	
N	0,591 inch	
N	15 mm	
S <sub>1</sub>	1,142 inch	
S <sub>1</sub>	29 mm	
m	4,63 lbs	Peso
m	2,1 kg	Peso
C <sub>r</sub>	7300 lbf	Capacidad de carga dinámica, radial
C <sub>r</sub>	32500 N	Capacidad de carga dinámica, radial
C <sub>0r</sub>	4450 lbf	Capacidad de carga estática, radial
C <sub>0r</sub>	19800 N	Capacidad de carga estática, radial
	GAY40-NPP-B	Denominación del rodamiento
	GG.AK08	Denominación del soporte



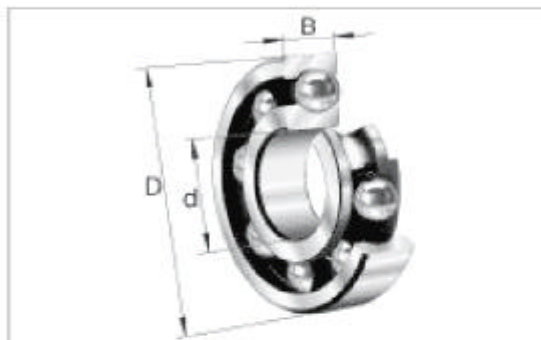




## Rodamientos rígidos a bolas 160

medidas principales según DIN 625-1

Esta hoja de datos sólo es una vista general de medidas y capacidades de carga de la serie seleccionada. Tenga en cuenta sin falta todas las indicaciones de estas páginas. Para muchos productos encontrará más información bajo "Descripción" del menú. Además puede pedir amplio material de información a través de la Selección de catálogos (<http://www.fag.de/content.fag.de/en/services/mediathek/library/library.jsp>), por e-Mail ([sales\\_promotion@fag.de](mailto:sales_promotion@fag.de)) o teléfono +49 (91 32) 82 - 28 97.



	d mm	D mm	B mm
16002	15	32	8
16003	17	35	8
16004	20	42	8
16005	25	47	8
16006	30	55	9
16007	35	62	9
16008	40	68	9
16009	45	75	10
16010	50	80	10
16011	55	90	11
16012	60	95	11
16013	65	100	11
16014	70	110	13
16015	75	115	13
	d mm	D mm	B mm



	d mm	D mm	B mm
16016	80	125	14
16017	85	130	14
16018	90	140	16
16019	95	145	16
16020	100	150	16
16021	105	160	18
16022	110	170	19
16024	120	180	19
16026	130	200	22
16028	140	210	22
16030	150	225	24
16032	160	240	25
16034	170	260	28
16036	180	280	31
16038	190	290	31
16040	200	310	34
16044	220	340	37
16048	240	360	37
16052	260	400	44
16056-M	280	420	44
16060-M	300	460	50
16064-M	320	480	50
16068-M	340	520	57
16072-M	360	540	57
16076-M	380	560	57
	d mm	D mm	B mm



Figura 1

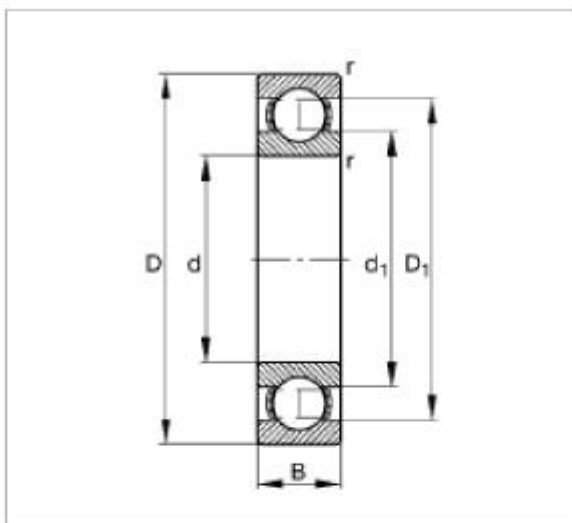
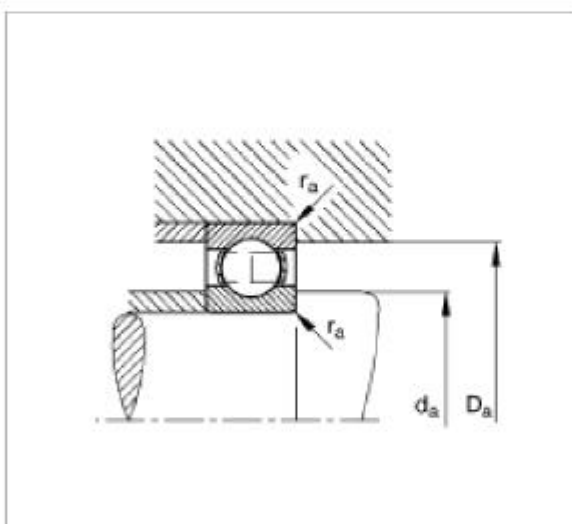


Figura 2



## 16002

Figura 1, Figura 2

d	15 mm	
D	32 mm	
B	8 mm	
D <sub>I</sub>	26,9 mm	
d <sub>I</sub>	20,5 mm	
D <sub>a max</sub>	30 mm	
d <sub>a min</sub>	17 mm	
r <sub>a max</sub>	0,3 mm	
r <sub>min</sub>	0,3 mm	
m	0,027 kg	Peso
C <sub>r</sub>	5600 N	Capacidad de carga dinámica, radial
C <sub>0r</sub>	2850 N	Capacidad de carga estática, radial
n <sub>G</sub>	30000 1/min	Velocidad límite
n <sub>B</sub>	20000 1/min	Velocidad de referencia
C <sub>ur</sub>	144 N	Carga límite de fatiga, radial



## C.5. Junta homocinètica Cardan

### Identificación y composición del código

Las características constructivas de la transmisión a cardan se establecen a través de un código que está constituido por quince posiciones fundamentales (cifras o letras). Las características descritas por las quince posiciones fundamentales del código siguen el siguiente orden:

- Pos. 1: Transmisión standard.
- Pos. 2 y 3: Tipo.
- Pos. 4: Dimensión.
- Pos. 5-6-7: Longitud.
- Pos. 9 y 10: Etiquetas, manuales de utilización y cadenas de seguridad.
- Pos. 10-11-12: Extremo de la transmisión lado entrada potencia (tractor, etc).
- Pos. 13-14-15: Extremo de la transmisión lado salida potencia (máquina).

Una posición adicional permite seleccionar cadenas con Spring Link, ver el capítulo relativo a las protecciones de seguridad.

El esquema de codificación se muestra en las páginas siguientes con referencia a los principales tipos de transmisión.

Cada extremo de la transmisión se define mediante tres posiciones del código que identifican la horquilla o el órgano de seguridad.

Para las transmisiones 652-662-672, el tipo de nudo (simple u homocinético de 70°) se define mediante las posiciones 2 y 3 del código,

Para la serie 100, sin embargo, las tres posiciones que determinan el extremo de la transmisión definen también el tipo de nudo: simple, homocinético de 80° ó 50°.

Por ejemplo, el código R07 identifica una horquilla con collarín a bolas para nudo simple mientras el código WR7 identifica una horquilla con collarín a bolas para nudo homocinético de 80°. En consecuencia, escribiendo R07 en las posiciones 10-11-12 del código de la transmisión, se identifica un nudo simple dotado de horquilla con collarín a bolas correspondiente al lado de

entrada de la potencia (tractor, etc).

Es muy importante insertar los códigos de tres signos (cifras o letras) de las horquillas y de los órganos de seguridad en las correctas posiciones del código de la transmisión porque conforme a tales posiciones las horquillas y los nudos se acoplarán en el lado de entrada o salida de la potencia.

Las posiciones 10-11-12 del código describen el lado de entrada de la potencia (lado tractor para las transmisiones primarias) mientras las posiciones 13-14-15 describen el lado salida de la potencia (lado máquina para las transmisiones primarias).

Por ejemplo, si se solicita un nudo homocinético de 80° dotado de horquilla con collarín a bolas para el lado de entrada de la potencia (tractor), es necesario insertar el código WR7 en las posiciones 10-11-12 del código de la transmisión.

Si se solicita una rueda libre RA2 con estriado 1 3/8" Z6 para el lado de salida de la potencia (máquina), el código A50 debe insertarse en las posiciones 13-14-15 del código de la transmisión.



Para las transmisiones primarias, los eventuales limitadores de par, embragues o ruedas libres, deben ser montados sobre el lado máquina.

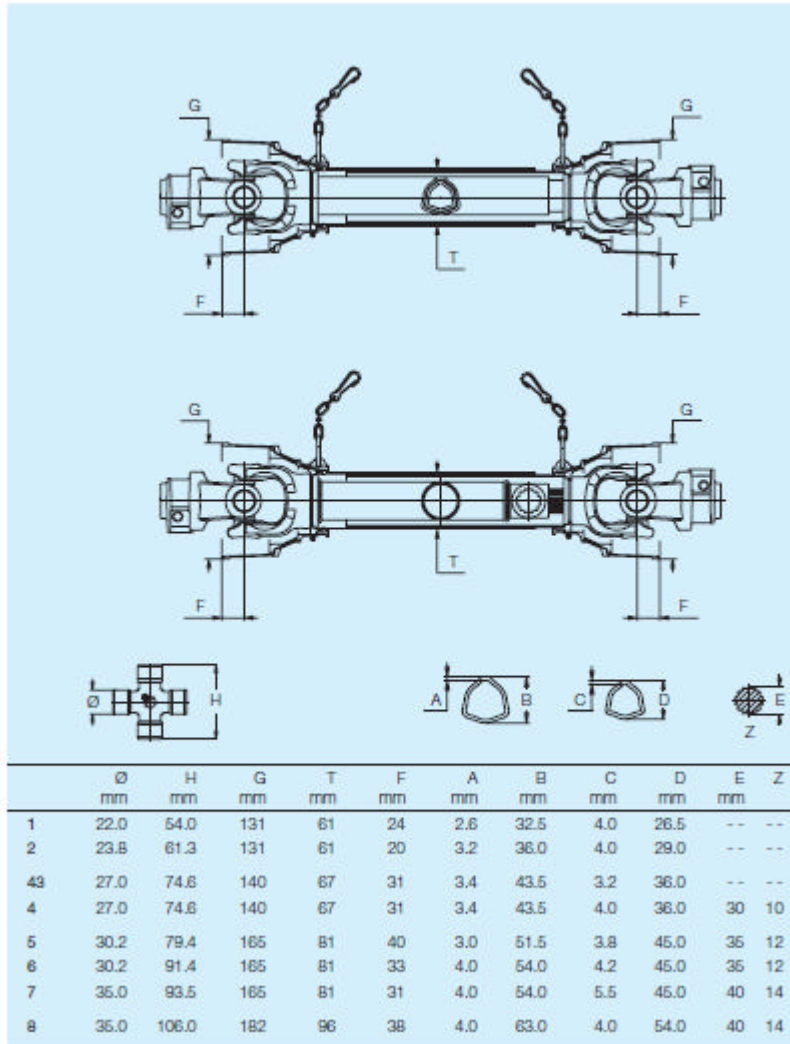
Todas las partes en rotación deben estar protegidas.

Los códigos de tres signos de las horquillas y de los órganos de seguridad, entendidos como extremos de la transmisión, están reflejados en los respectivos capítulos del presente catálogo.



## Identificación y composición del código

### Transmisiones



2.2

**BONDOLI & PAVESI**





## Identificación y composición del código

### Código para identificación

1	<b>7</b>	7: transmisión standard.
2 3	<b>10</b> <b>1R</b>	<b>Elementos telescópicos.</b> <b>10</b> - Tubos triangulares standard. <b>1R</b> - Tubos triangulares ribeados (no disponibles para dimensión 1 y disponibles sobre pedido para dimensión 43). <b>1C</b> - Tubos triangulares tratados (disponibles sobre pedido para dimensión 43). <b>40</b> - Telescópicos ranurados (sólo dimensiones 4 - 5 - 6 - 7 - 8).
4	<b>1</b>	<b>Dimensión</b> <b>1 - 2 - 43* - 4 - 5 - 6 - 7 - 8.</b> Ver el capítulo "Dimensiones, par, potencias". * Utilizar las posiciones 3 y 4 del código.
5 6 7	<b>041</b> <b>046</b> <b>051</b> <b>056</b> <b>061</b> <b>066</b> <b>071</b> <b>076</b> <b>081</b> <b>086</b> <b>091</b> <b>101</b> <b>111</b> <b>121</b>	<b>Longitud.</b> Serie 100: <b>041 - 046 - 051 - 056 - 061 - 066 - 071 - 076 - 081 - 086 - 091 - 101 - 111 - 121.</b> Serie 400: <b>041 - 046 - 051 - 056 - 061 - 066 - 071 - 076 - 081.</b> Ver el capítulo "Longitud".
8 9	<b>CE</b> <b>US</b> <b>UC</b> <b>JP</b> <b>FX</b>	<b>Etiquetas, manuales de utilización y cadenas de seguridad.</b> <b>CE</b> - Países CEE-EFTA con marca CE. <b>US</b> - USA y Canadá sin cadenas de seguridad. <b>UC</b> - USA y Canadá con cadenas de seguridad. <b>JP</b> - Japón. <b>FX</b> - Otros destinos y países CEE-EFTA sin marca CE.
10 11 12	<b>1</b> <b>2</b> <b>3</b>	<b>Extremo de entrada de potencia (tractor, etc).</b> Indicar el código de tres signos de la horquilla que define también el nudo.
13 14 15	<b>1</b> <b>2</b> <b>3</b>	<b>Extremo de salida de potencia (máquina).</b> Indicar el código de tres signos de la horquilla que define también el tipo de nudo, o del eventual órgano de seguridad.
16	<b>1</b>	<b>Posición adicional opcional.</b> Cumplimentar para solicitar cadenas dotadas de Spring Link. Ver el capítulo "Protección de seguridad".

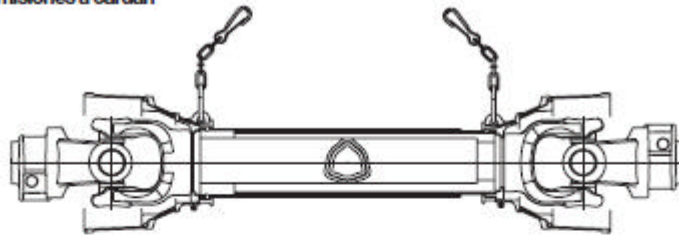


Todas las partes en rotación deben estar protegidas. Las protecciones del tractor y de la máquina constituyen un sistema integrado con la protección de la transmisión.  
 En las transmisiones primarias, los eventuales órganos de seguridad deben montarse siempre en el lado máquina.

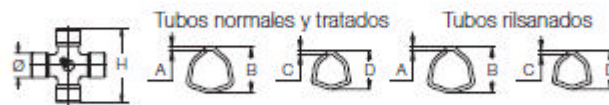


## Dimensiones, par y potencias

### Transmisiones a cardan



	540 rpm				1000 rpm				M <sub>dmax</sub>		Categorías ASAE	
	P <sub>n</sub>	M <sub>n</sub>			P <sub>n</sub>	M <sub>n</sub>			Nm	in lb	RD	HD
	kW	CV	Nm	in lb	kW	CV	Nm	in lb				
1	12	16	210	1850	18	25	172	1500	320	2830	1	1
2	15	21	270	2400	23	31	220	1950	450	3980	2	1
43	26	35	460	4050	40	55	380	3350	780	6900	2	2
4	26	35	460	4050	40	55	380	3350	780	6900	3	3
5	35	47	620	5500	54	74	520	4600	1050	9290	4	3
6	47	64	830	7350	74	100	710	6250	1450	12830	4	4
7	55	75	970	8600	87	118	830	7350	1800	15930	5	5
8	70	95	1240	10950	110	150	1050	9300	2250	19910	6	5



	Ø	H	A	B	C	D	A	B	C	D	C <sub>max</sub>	
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	Nm	in lb
1	22.0	54.0	2.6	32.5	4.0	26.5	--	--	--	--	750	6640
2	23.8	61.3	3.2	36.0	4.0	29.0	2.9	36.0	4.3	29.6	1050	9290
43	27.0	74.6	3.4	43.5	3.2	36.0	3.1	43.5	3.5	36.6	1700	15050
4	27.0	74.6	3.4	43.5	4.0	36.0	3.1	43.5	4.3	36.6	2000	17700
5	30.2	79.4	3.0	51.5	3.8	45.0	2.7	51.5	4.1	45.6	2500	22130
6	30.2	91.4	4.0	54.0	4.2	45.0	3.7	54.0	4.5	45.6	2900	25670
7	35.0	93.5	4.0	54.0	5.5	45.0	3.7	54.0	5.8	45.6	3500	30980
8	35.0	106.0	4.0	63.0	4.0	54.0	3.7	63.0	4.3	54.6	3900	34520

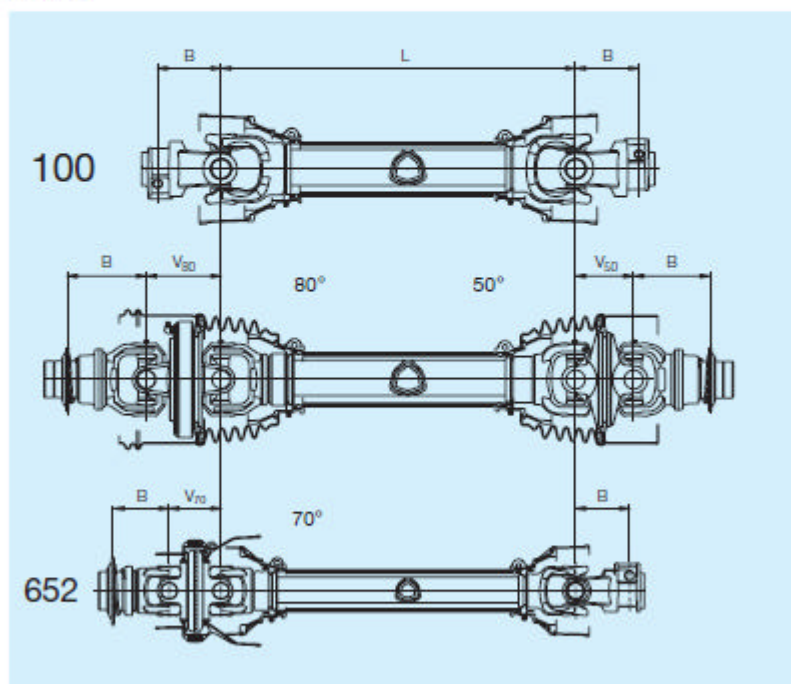




## Longitud

La transmisión a cardan es el sistema más utilizado en agricultura para transmitir potencia entre dos tomas de fuerza que cambian ángulo y distancia relativa. La longitud variable permite una fácil instalación y compensa los desplazamientos relativos de la transmisión durante el trabajo y en el cambio de la posición de trabajo a la de transporte. La longitud L define la distancia entre los centros de las crucetas con la transmisión cerrada.

En las transmisiones dotadas de nudos homocinéticos, deben considerarse como referencia las crucetas interiores. La longitud de la transmisión se identifica mediante tres cifras correspondientes a la media en centímetros (cm). La longitud standard, con los correspondientes códigos, se detallan en la siguiente tabla. Bajo pedido, se suministran medidas intermedias con intervalos de 1 cm.



Código	041	046	051	056	061	066	071	076	081	086	091	101	111	121
Longitud L (mm)	410	460	510	560	610	660	710	760	810	860	910	1010	1110	1210




# Longitud

## Tubos Triangulares

Las longitudes indicadas se refieren a transmisiones dotadas de nudos simples. Las transmisiones con nudos homocéntricos pueden tener alargamientos que difieren en mm.



 Los valores Lw y Lt sin \* se refieren a transmisiones con una velocidad de rotación de 1000 rpm, mientras que longitudes con valores indicados con \* se refieren a velocidad máxima de 540 rpm. Para transmisiones con longitudes superiores a las indicadas en la tabla, o velocidades superiores a 1000 rpm, debe contactarse con nuestra oficina técnica.

Código	041	046	051	056	061	066	071	076	081	086	091	101	111	121
Longitud L (mm)	410	460	510	560	610	660	710	760	810	860	910	1010	1110	1210
<b>1</b> Lw	514	612	687	762	837	912	987	1062	1137	1212	1287	*1437	*1587	*1737
Lt	564	662	746	829	912	996	1079	1162	1246	1329	1412	*1579	*1746	*1912
Ls	593	688	775	863	950	1038	1125	1213	1300	1388	1475	1650	1825	2000
<b>2</b> Lw	506	606	683	758	833	908	983	1058	1133	1208	1283	1433	*1583	*1733
Lt	556	656	740	824	907	990	1074	1157	1240	1324	1407	1574	*1740	*1907
Ls	585	682	769	857	944	1032	1119	1207	1294	1382	1469	1644	1819	1994
<b>43-4</b> Lw	490	590	675	750	825	900	975	1050	1125	1200	1275	1425	1575	*1725
Lt	540	640	730	813	896	980	1063	1146	1230	1313	1396	1563	1730	*1896
Ls	565	665	757	845	932	1020	1107	1195	1282	1370	1457	1632	1807	1982
<b>5</b> Lw	--	499	599	699	799	892	967	1042	1117	1192	1267	1417	1567	1717
Lt	--	574	674	774	874	969	1052	1136	1219	1302	1386	1552	1719	1886
Ls	--	647	745	833	920	1008	1095	1183	1270	1358	1445	1620	1795	1970
<b>6</b> Lw	--	485	585	685	785	885	960	1035	1110	1185	1260	1410	1560	1710
Lt	--	560	660	760	860	960	1043	1126	1210	1293	1376	1543	1710	1876
Ls	--	633	733	822	910	997	1085	1172	1260	1347	1435	1610	1785	1960
<b>7</b> Lw	--	481	581	681	781	881	958	1033	1108	1183	1258	1408	1558	1708
Lt	--	556	656	756	856	956	1040	1124	1207	1290	1374	1540	1707	1874
Ls	--	629	729	819	907	994	1082	1169	1257	1344	1432	1607	1782	1957
<b>8</b> Lw	--	--	555	655	755	855	945	1020	1095	1170	1245	1395	1545	1695
Lt	--	--	630	730	830	930	1023	1108	1190	1273	1356	1523	1690	1856
Ls	--	--	695	795	887	975	1062	1150	1237	1325	1412	1587	1762	1937



## Sistemas de acoplamiento

La transmisión a cardan es el sistema más utilizado para transmitir potencia desde la toma de fuerza del tractor (Power Take Off) a la toma de fuerza de la máquina agrícola (Power Input Connection) y también se utiliza a menudo para unir tomas de fuerza interiores de la máquina.

Las tomas de fuerza sobre las cuales normalmente se acopla la transmisión tienen dimensiones establecidas según normas ISO 500, DIN 9611 y ASAE S203.13:

- Tipo 1 : 1, 3/8" Z6 (540 rpm)
- Tipo 2 : 1, 3/8" Z21 (1000 rpm)
- Tipo 3 : 1, 3/4" Z20 (1000 rpm).

El acoplamiento de la transmisión a la toma de fuerza del tractor debe realizarse de modo simple y veloz ya que el tractor normalmente se utiliza para accionar distintos tipos de máquinas.

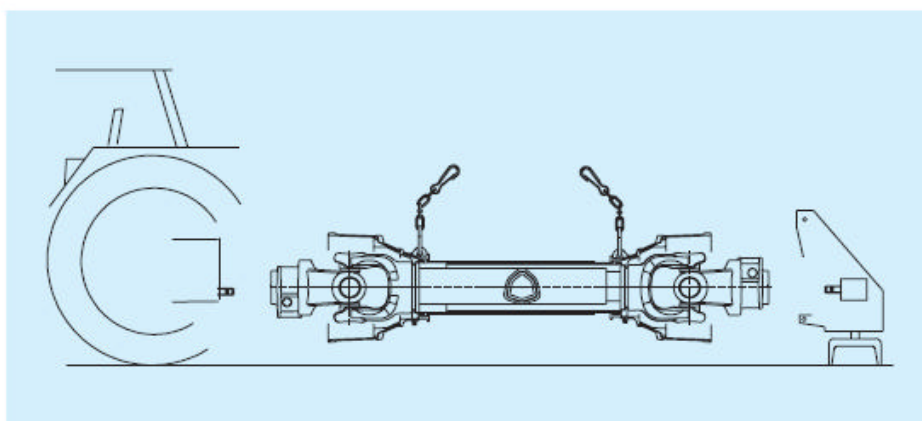
Por consiguiente, la horquilla lado tractor está dotada de un "ataque rápido" que se

consigue mediante un pulsador o un collarín a bolas.

Las características técnicas de la transmisión, comprendidos los sistemas de acoplamiento a la toma de fuerza, se definen en función de las exigencias de la máquina con la cual se entrega y a la que permanece acoplada.

La horquilla lado máquina normalmente no se desmonta y puede ser acoplada a la toma de fuerza de la máquina, sea mediante un ataque rápido (pulsador o collarín a bolas), o mediante un sistema de acoplamiento rígido y estable que exige el empleo de herramientas.

Un bulón cónico es el sistema de acoplamiento y fijación más utilizado y eficaz para este fin, sea para la horquilla sea para cualquier tipo de limitador de embrague. En las transmisiones primarias, los eventuales limitadores de par, embragues o ruedas libres, deben incorporarse siempre en el lado máquina.



## Sistemas de acoplamiento


### Pulsador

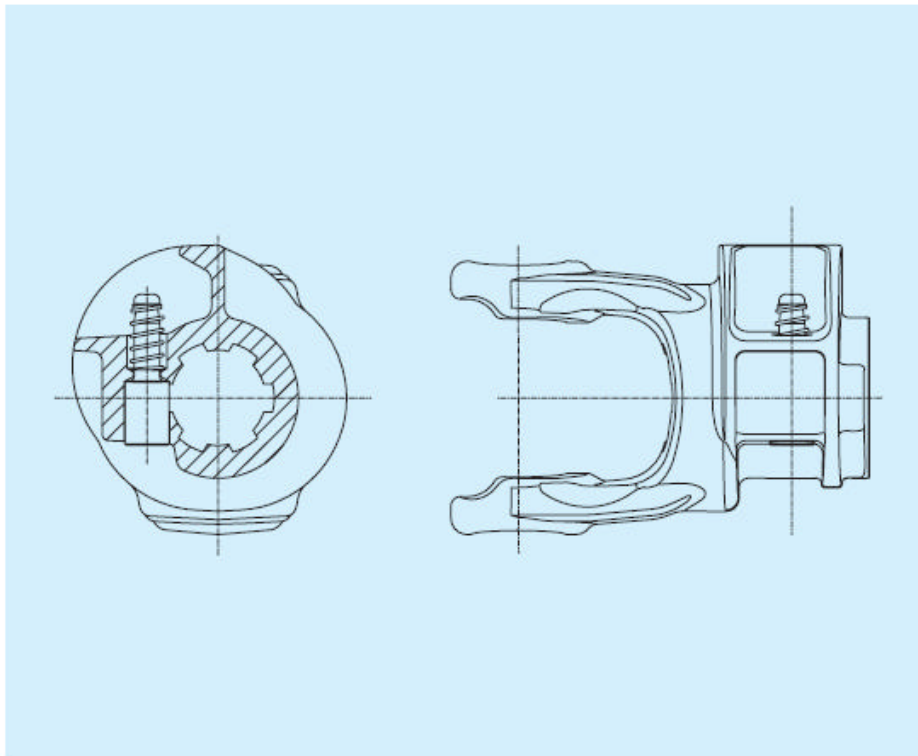
Las horquillas con pulsador encastrado permiten un acoplamiento y fijación fiable a la toma de fuerza.

El accionamiento del pulsador es fácil, intuitivo y no requiere el empleo de ningún tipo de herramienta.

El perfil redondeado del cuerpo de la horquilla protege el pulsador situándolo en una zona de sombra, de conformidad con las normas de seguridad internacionales en vigor.



 Verificar que el pulsador retorna a la posición inicial una vez realizado el acoplamiento a la toma de fuerza.





## Sistemas de acoplamiento

### Collarín a bolas


El collarín a bolas permite efectuar un acoplamiento y desacoplamiento rápidos y eficaces a la toma de fuerza sin necesidad de herramientas.

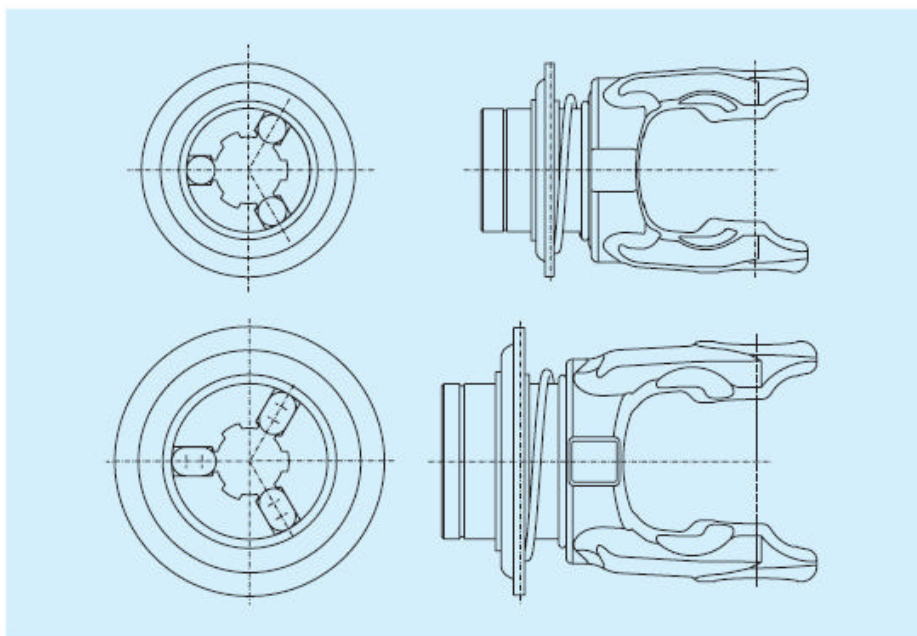
La fijación se realiza mediante bolas o pernos esféricos que se mueven en dirección radial, bloqueándose en la garganta de la toma de fuerza.

La disposición simétrica de los elementos de fijación ha sido estudiada para obtener una distribución uniforme de las fuerzas telescópicas sobre la garganta de la toma de fuerza.

Las horquillas pueden incorporar el collarín a bolas o el collarín a bolas automático. De esta manera es posible adecuar la transmisión a las exigencias del usuario sustituyendo sólo el tipo de collar, sin desmontar la horquilla de la transmisión.

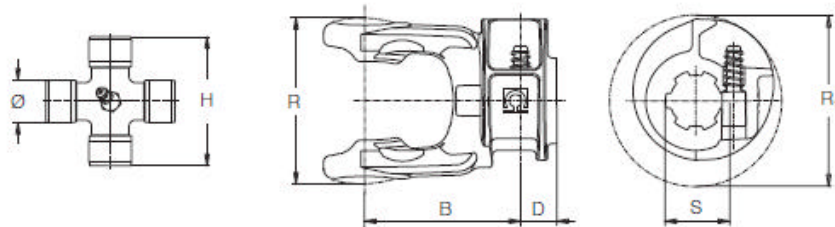



 Verificar que el collarín vuelve a la posición inicial después del acoplamiento a la toma de fuerza.



# Horquillas para nudos simples

Horquillas con pulsador



	Ø	H	S	D	B	R	R <sub>1</sub>	Código horquilla	Código recambio	
	mm	mm		mm	mm	mm	mm			
1	22.0	54.0	1, 3/8" Z6	18	75	67	85	007	5070B0355	403000021R10
			1, 3/8" Z21	26	67	67	85	008	5070B3755	403000021R10
			D8x32x38	18	75	67	85	093	5070B2151	403000021R10
2	23.8	61.3	1, 3/8" Z6	21	78	76	85	007	5070C0355	403000021R10
			1, 3/8" Z21	29	70	76	85	008	5070C3755	403000021R10
			D8x32x38	21	78	76	85	093	5070C2151	403000021R10
43-4	27.0	74.6	1, 3/8" Z6	21	85	89	100	007	5070E0355	403000001R10
			1, 3/8" Z21	29	77	89	100	008	5070E3755	403000001R10
			D8x32x38	21	85	89	100	093	5070E2151	403000001R10
5	30.2	79.4	1, 3/8" Z6	21	91	98	100	007	5070G0355	403000001R10
			1, 3/8" Z21	29	83	98	100	008	5070G3755	403000001R10
			D8x32x38	21	91	98	100	093	5070G2151	403000001R10
			1, 3/4" Z6	--	--	--	--	--	--	--
6	30.2	91.4	1, 3/8" Z6	24	95	108	100	007	5070H0355	403000001R10
			1, 3/8" Z21	32	87	108	100	008	5070H3755	403000001R10
			D8x32x38	24	95	108	100	093	5070H2151	403000001R10
			1, 3/4" Z6	--	--	--	--	--	--	--
7	35.0	93.5	1, 3/8" Z6	24	98	113	108	007	5070L0355	403000032R10
			1, 3/8" Z21	32	90	113	108	008	5070L3755	403000032R10
			D8x32x38	24	98	113	108	093	5070L2151	403000032R10
			1, 3/4" Z6	--	--	--	--	--	--	--
8	35.0	106.0	1, 3/8" Z6	24	103	124	107	007	5070M0355	403000032R10
			1, 3/8" Z21	32	95	124	107	008	5070M3755	403000032R10
			D8x32x38	24	103	124	107	093	5070M2151	403000032R10
			1, 3/4" Z6	--	--	--	--	--	--	--
			1, 3/4" Z20	--	--	--	--	--	--	--

## C.6. Tub estructural



Dimensiones			EJE X					Inercia a la torsión IT (cm4)
H x B (mm)	a (mm)	Peso p (kg/m)	Sección A (cm2)	Momento de Inercia Ix (cm4)	Momento resistente Wx (cm3)	Módulo de plasticidad Sx (cm3)	Radio de giro ix (cm)	
50 x 50	2,5	3,54	4,51	17,9	7,16	8,47	1,99	26,8
	3,0	4,22	5,37	20,8	8,34	9,95	1,97	31,1
	4,0	5,52	7,03	26,2	10,46	12,73	1,93	38,9
	5,0	6,78	8,64	30,8	12,30	15,25	1,89	46,6
60 x 60	2,0	3,60	4,58	26,0	8,68	10,10	2,38	39,0
	3,0	5,32	6,78	37,1	12,38	14,63	2,34	55,6
	4,0	7,00	8,92	47,1	15,69	18,85	2,30	70,2
	5,0	8,63	10,99	55,9	18,64	22,75	2,26	83,2
70 x 70	2,0	4,34	5,53	42,0	11,99	13,88	2,76	62,9
	3,0	6,43	8,20	60,3	17,22	20,21	2,71	90,2
	4,0	8,48	10,80	76,9	21,98	26,17	2,67	115,0
	5,0	10,48	13,35	92,1	26,31	31,75	2,63	137,3
75 x 75	2,0	4,54	5,78	51,9	13,84	15,99	3,00	77,8
	3,0	6,73	8,57	74,8	19,94	23,34	2,95	112,0
	4,0	8,87	11,30	95,7	25,53	30,28	2,91	143,2
	5,0	10,97	13,97	114,9	30,64	36,81	2,87	171,5
80 x 80	2,0	4,83	6,15	63,3	15,83	18,26	3,21	94,9
	3,0	7,17	9,14	91,4	22,86	26,69	3,16	137,0
	4,0	9,47	12,06	117,4	29,35	34,69	3,12	175,6
	5,0	11,71	14,92	141,3	35,31	42,25	3,08	210,9
	6,0	13,90	17,71	163,2	40,79	49,39	3,04	243,1
90 x 90	2,0	5,57	7,10	90,9	20,20	23,24	3,58	136,3
	3,0	8,28	10,55	131,9	29,30	34,07	3,54	197,6
	4,0	10,94	13,94	170,0	37,77	44,41	3,49	254,4
	5,0	13,56	17,27	205,4	45,65	54,25	3,45	307,1
	6,0	16,12	20,54	238,3	52,95	63,61	3,41	355,6
100 x 100	3,0	9,02	11,49	182,7	36,54	42,35	3,99	273,8
	4,0	11,93	15,20	236,3	47,27	55,33	3,94	353,9
	5,0	14,79	18,94	286,6	57,32	67,75	3,90	428,7
	6,0	17,60	22,42	333,6	66,72	79,63	3,86	498,4
	7,0	20,36	25,94	377,5	75,50	90,99	3,82	563,0
110 x 110	3,0	9,76	12,43	245,2	44,58	51,53	4,44	367,5
	4,0	12,92	16,45	318,1	57,83	67,45	4,40	476,4
	5,0	16,02	20,41	386,8	70,32	82,75	4,35	578,8
	6,0	19,08	24,30	451,4	82,08	97,45	4,31	674,9
	7,0	22,09	28,13	512,3	93,14	111,57	4,27	764,9
120 x 120	3,0	10,87	13,85	320,5	53,42	61,61	4,81	480,5
	4,0	14,40	18,34	416,7	69,46	80,77	4,77	624,4
	5,0	17,87	22,77	507,9	84,65	99,25	4,72	760,4
	6,0	21,30	27,13	594,3	99,04	117,07	4,68	888,9
	7,0	24,67	31,43	675,9	112,66	134,25	4,64	1010,0
125 x 125	3,0	11,24	14,32	363,4	58,14	66,99	5,04	544,8
	4,0	14,89	18,97	472,9	75,67	87,88	4,99	708,6
	5,0	18,49	23,55	577,0	92,32	108,06	4,95	864,0
	6,0	22,04	28,07	675,8	108,12	127,56	4,91	1011,1
	7,0	25,54	32,53	769,4	123,11	146,37	4,86	1150,1
127 x 127	3,0	11,54	14,70	381,5	60,09	69,21	5,10	572,0
	4,0	15,28	19,47	496,8	78,23	90,81	5,05	744,3
	5,0	18,98	24,18	606,3	95,48	111,69	5,01	907,9
	6,0	22,63	28,83	710,4	111,87	131,88	4,96	1062,9
	7,0	26,23	33,41	809,1	127,42	151,37	4,92	1209,6
135 x 135	3,0	11,98	15,26	460,2	68,18	78,42	5,49	690,0
	4,0	15,87	20,22	600,0	88,90	103,00	5,45	899,2
	5,0	19,72	25,12	733,4	108,65	126,81	5,40	1098,5
	6,0	23,52	29,96	860,5	127,49	149,88	5,36	1288,0
	7,0	27,26	34,73	981,6	145,42	172,20	5,32	1468,0
140 x 140	4,0	16,86	21,48	671,4	95,91	111,01	5,59	1006,2
	5,0	20,95	26,69	821,3	117,32	136,75	5,55	1230,2
	6,0	25,00	31,84	964,4	137,77	161,71	5,50	1443,7
	7,0	28,99	36,93	1100,9	157,28	185,91	5,46	1646,8
	8,0	32,93	41,95	1231,2	175,88	209,34	5,42	1840,0
150 x 150	4,0	18,14	23,11	830,5	110,74	127,93	5,99	1244,9
	5,0	22,55	28,73	1017,4	135,66	157,75	5,95	1524,3
	6,0	26,92	34,29	1196,5	159,53	186,73	5,91	1791,6
	7,0	31,23	39,78	1367,9	182,39	214,89	5,86	2046,9
	8,0	35,50	45,22	1531,9	204,26	242,22	5,82	2290,6
160 x 160	4,0	19,33	24,62	1013,0	126,63	146,05	6,41	1518,6
	5,0	24,03	30,62	1242,6	155,32	180,26	6,37	1861,9
	6,0	28,69	36,55	1463,1	182,89	213,55	6,33	2191,4
	7,0	33,30	42,42	1674,9	209,36	245,97	6,28	2507,1
	8,0	37,86	48,23	1878,2	234,77	277,50	6,24	2809,4
175 x 175	5,0	26,39	33,61	1639,1	187,32	216,81	6,98	2466,5
	6,0	31,52	40,15	1933,2	220,93	257,16	6,94	2896,1
	7,0	36,60	46,62	2216,6	253,33	296,52	6,90	3319,1
8,0	41,63	53,03	2489,7	284,53	334,92	6,85	3726,0	





Dimensiones		Peso p (kg/m)	Sección A (cm <sup>2</sup> )	EJE X				EJE Y				Inercia a la torsión IT (cm <sup>4</sup> )
H x B (mm)	e (mm)			Momento de Inercia Ix (cm <sup>4</sup> )	Momento resistente Wx (cm <sup>3</sup> )	Módulo de plasticidad Sx (cm <sup>3</sup> )	Radio de giro ix (cm)	Momento de Inercia Iy (cm <sup>4</sup> )	Momento resistente Wy (cm <sup>3</sup> )	Módulo de plasticidad Sy (cm <sup>3</sup> )	Radio de giro iy (cm)	
50 x 30	2,5	2,93	3,73	12,3	4,91	6,09	1,81	5,4	3,59	4,22	1,20	11,4
	3,0	3,48	4,43	14,2	5,69	7,13	1,79	6,2	4,12	4,91	1,18	13,1
	4,0	4,54	5,78	17,7	7,07	9,05	1,75	7,5	5,02	6,17	1,14	15,9
60 x 20	2,5	2,93	3,73	15,2	5,07	6,66	2,02	2,5	2,45	2,91	0,81	6,8
	3,0	3,48	4,43	17,6	5,88	7,79	2,00	2,8	2,77	3,35	0,79	7,6
	4,0	4,54	5,78	21,9	7,31	9,89	1,95	3,3	3,25	4,13	0,75	8,9
60 x 40	2,5	3,73	4,75	23,5	7,82	9,53	2,22	12,3	6,17	7,16	1,61	24,5
	3,0	4,44	5,65	27,4	9,13	11,21	2,20	14,3	7,16	8,39	1,59	28,4
	4,0	5,82	7,41	34,5	11,50	14,37	2,16	17,8	8,90	10,69	1,55	35,3
	5,0	7,15	9,11	40,8	13,58	17,25	2,12	20,8	10,38	12,75	1,51	41,2
70 x 30	2,5	3,73	4,75	28,5	8,15	10,34	2,45	7,3	4,86	5,59	1,24	18,1
	3,0	4,44	5,65	33,3	9,52	12,17	2,43	8,4	5,58	6,53	1,22	20,9
	4,0	5,82	7,41	42,1	12,02	15,61	2,38	10,2	6,83	8,25	1,18	25,6
	5,0	7,15	9,11	49,8	14,21	18,75	2,34	11,8	7,83	9,75	1,14	29,3
70 x 50	2,0	3,60	4,58	32,7	9,35	11,16	2,67	19,4	7,75	8,84	2,06	36,7
	3,0	5,32	6,78	46,8	13,37	16,19	2,63	27,5	10,99	12,77	2,01	52,2
	4,0	7,00	8,92	59,5	17,00	20,89	2,58	34,6	13,86	16,41	1,97	65,8
	5,0	8,63	10,99	70,9	20,26	25,25	2,54	40,9	16,37	19,75	1,93	77,8
80 x 40	2,0	3,60	4,58	39,0	9,74	12,02	2,92	13,1	6,56	7,38	1,69	30,3
	3,0	5,32	6,78	55,9	13,96	17,45	2,87	18,4	9,21	10,61	1,65	42,7
	4,0	7,00	8,92	71,1	17,78	22,53	2,82	23,0	11,50	13,57	1,61	53,5
	5,0	8,63	10,99	84,9	21,23	27,25	2,78	26,9	13,46	16,25	1,56	62,6
80 x 70	2,0	4,54	5,78	57,2	14,31	16,70	3,15	46,6	13,31	15,24	2,84	77,1
	3,0	6,73	8,57	82,5	20,64	24,38	3,10	67,0	19,15	22,22	2,80	110,9
	4,0	8,87	11,30	105,8	26,46	31,65	3,06	85,7	24,48	28,81	2,75	141,7
	5,0	10,97	13,97	127,2	31,79	38,50	3,02	102,7	29,33	35,00	2,71	169,8
90 x 50	2,0	4,34	5,53	59,9	13,32	16,20	3,29	24,0	9,60	10,76	2,08	52,5
	3,0	6,43	8,20	86,4	19,21	23,63	3,25	34,1	13,65	15,59	2,04	74,9
	4,0	8,48	10,80	110,8	24,62	30,65	3,20	43,1	17,25	20,09	2,00	94,8
	5,0	10,48	13,35	133,1	29,57	37,25	3,16	51,1	20,43	24,25	1,96	112,5



CONSTRUCTALIA, El sitio del Acero para la construcción





# ANNEX D. NORMATIVA

## D.1. Norma UNE 68-006-88: “Enganches de tres puntos montados en la parte trasera”

CQU 631.372:629.114.2.013.3/7 Diciembre 1988

<b>NORMA ESPAÑOLA</b>	<b>Tractores agrícolas de ruedas ENGANCHES DE TRES PUNTOS MONTADOS EN LA PARTE TRASERA</b> <small>Parte 1: Categorías 1, 2 y 3</small>	<b>UNE 68-006-88</b> <small>Parte 1</small>
-----------------------	---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	----------------------------------------------------

0 INTRODUCCION  
Esta norma anula asimismo a la norma UNE 68-006-73 /2.

1 OBJETO Y CAMPO DE APLICACION  
Establece la terminología, medidas y especificaciones del enganche de tres puntos para el acoplamiento de aperos o equipos a la parte trasera de los tractores agrícolas. Se aplica a las tres categorías de tractores agrícolas de ruedas indicados en la tabla 1.

Tabla 1  
Categorías

Categoría	Potencia de la T. de F. al régimen nominal del motor kW
1	hasta 48
2	hasta 92
3	de 80 a 185

2 NORMAS PARA CONSULTA  
UNE 68-005 /2 – Tractores agrícolas. Métodos de ensayo. Potencia hidráulica y capacidad de levantamiento.  
UNE 68-012 – Tractores agrícolas. Enganche de tres puntos para acoplamiento de aperos. Pasadores con anillos. Dimensiones.  
UNE 68-027/1 – Tractores y maquinaria agrícola. Uniones. Zona libre alrededor del enganche de tres puntos.

1) Actualmente en fase de proyecto.

Continúa en páginas 2 a 9

Secretaría del CTN ANPAMA	Esta 1ª Revisión anula y sustituye a la anterior de fecha Noviembre 1973 y a la norma UNE 68-006-73 /2. Las observaciones relativas a la presente norma deben ser dirigidas a: AENOR - Fernández de la Hoz, 52 - 28010 Madrid	
---------------------------------	-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	--

UNE 68-006-88 /1 Agricultural wheeled tractors. Rear-mounted three point linkage. Part 1: Categories 1, 2 and 3. Tracteurs agricoles à roues. Attelage trois points monté à l'arrière. Partie 1: Catégories 1, 2 et 3.

© AENOR 1988 Grupo 5  
Deposito legal: M 44 427-88



UNE 68-006-88/1

- 2 -

### 3 DEFINICIONES

En el ámbito de esta norma se aplican las siguientes definiciones.

Las definiciones de los términos de base figuran en el apartado 3.1 y las de los elementos y medidas del enganche en el apartado 3.2. El último elemento del número de orden de las definiciones en el apartado 3.2 es también el número de referencia correspondiente en las figuras 1a y 1 b.

#### 3.1 Términos de base

3.1.1 **enganche:** Combinación de un brazo superior y de dos brazos inferiores (barras de tracción) articulado cada uno en sus extremos, de una parte al tractor y de la otra al apero con objeto de acoplar éste al tractor.

3.1.2 **punto de enganche:** Unión articulada entre un brazo y el apero; desde el punto de vista geométrico, el punto de enganche es el centro de la unión articulada entre el brazo y el apero.

3.1.3 **punto de apoyo:** Unión articulada entre un brazo y el tractor; desde el punto de vista geométrico, el punto de apoyo es el centro de la unión articulada entre el brazo y el tractor.

#### 3.2 Elementos y medidas del enganche

3.2.1 **brazo superior:** Elemento superior del enganche, provisto de una articulación en cada extremo.

3.2.2 **brazo inferior:** Elemento inferior del enganche, provisto de una articulación en cada extremo.

3.2.3 **punto de enganche superior:** Unión articulada (rótula) entre el brazo superior y el apero.

3.2.4 **punto de enganche inferior:** Unión articulada (rótula) entre un brazo inferior y el apero.

3.2.5 **punto de apoyo superior:** Unión articulada entre el brazo superior y el tractor.

3.2.6 **punto de apoyo inferior:** Unión articulada entre un brazo inferior y el tractor.

3.2.7 **bulón de enganche superior:** Bulón, generalmente amovible, que forma parte del conjunto del brazo superior y por medio del cual el brazo superior se une al apero.

3.2.8 **bulón de enganche inferior:** Bulón u horquilla y bulón, generalmente unido rígidamente al apero, al cual se acopla un brazo inferior.

3.2.9 **bulón del punto de apoyo superior:** Bulón por medio del cual el brazo superior se une al tractor.

3.2.10 **pasador:** Pasador, provisto generalmente de un elemento de retención de muelle, por medio del cual se mantiene en posición la unión articulada (véase la norma UNE 68-012).

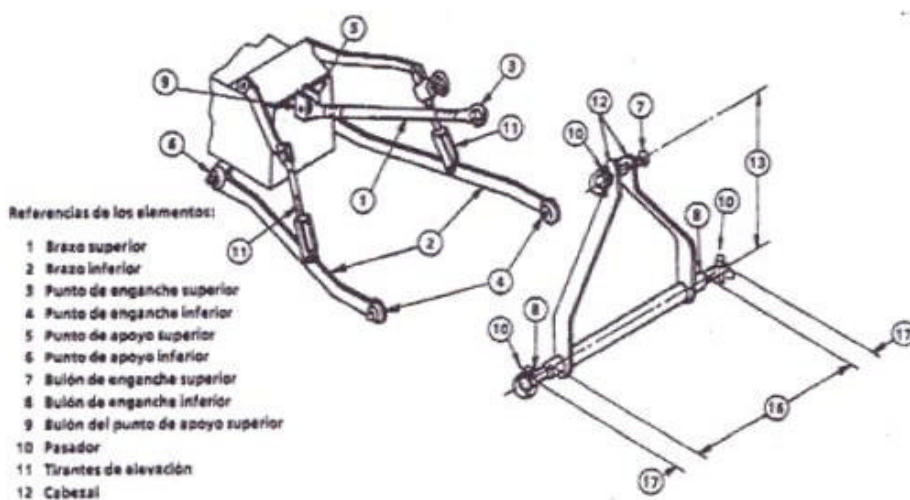
3.2.11 **tirantes de elevación:** Elementos de unión que transmiten el esfuerzo a los brazos inferiores para subirlos o bajarlos.

3.2.12 **cabezal:** Elemento que contiene el emplazamiento del punto de enganche superior con el apero.

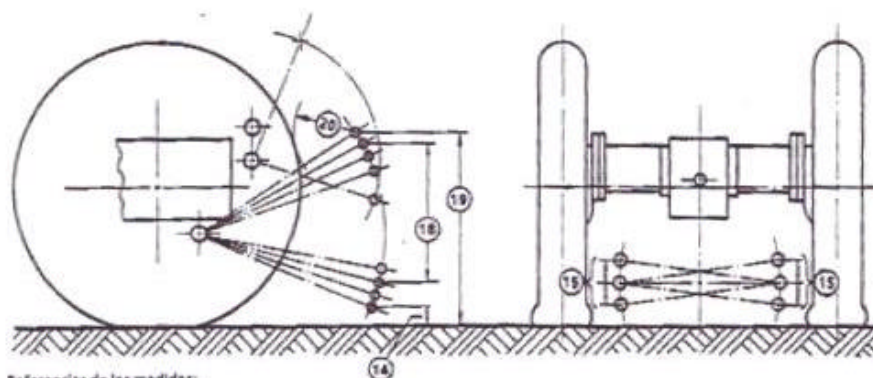
3.2.13 **altura del cabezal:** Distancia vertical entre el punto de enganche y el eje común de los puntos de enganche inferiores.

3.2.14 **altura de los puntos de enganche inferiores:** Altura del centro de los puntos de enganche inferiores sobre el suelo, en la posición más baja que pueda alcanzar.





a) Elementos



b) Medidas

Fig. 1 – Enganche de tres puntos





UNE 68-006-88/1

- 4 -

3.2.15 campo de regulación transversal: Variación vertical máxima entre las posiciones más alta y más baja que puede alcanzar un punto de enganche inferior y que permite inclinar el apero.

3.2.16 separación entre los puntos de enganche inferiores: Distancia entre los planos de tope de los bulones de enganche inferiores contra los que apoyan las caras laterales de las rótulas.

3.2.17 distancia del agujero del pasador: Distancia entre el eje del agujero del pasador y el plano de tope del bulón.

3.2.18 carrera de levantamiento: Desplazamiento vertical total de los puntos de enganche inferiores, correspondiente al levantamiento producido por el elevador, con exclusión de toda regulación de los brazos del enganche y/o de los tirantes de elevación.

3.2.19 altura de transporte: Altura de los puntos de enganche inferiores sobre el suelo, utilizando la mayor longitud de regulación prevista para los tirantes de elevación en asociación con la carrera de levantamiento, y con el eje del punto de enganche inferior en posición horizontal con relación al suelo en un plano transversal.

3.2.20 separación de un punto de enganche inferior: Separación expresada en distancia radial entre un punto de enganche inferior y el diámetro exterior del neumático, del guardabarros o de otra parte cualquiera del tractor medida en un plano vertical longitudinal, con el apero en posición levantado y los brazos sin movimiento de vaiván.

3.2.21 regulación de la inclinación del cabezal: Campo útil de movimiento del cabezal en un plano vertical. Está limitado por las alturas máxima y mínima de los puntos de enganche inferiores sobre el suelo entre las que el cabezal (véase apartado 3.2.12) puede ser regulado con inclinaciones entre la vertical y 10° hacia atrás con respecto a la vertical (véase figura 2).

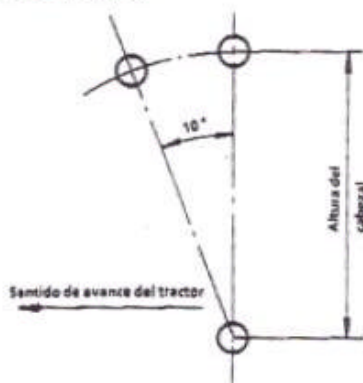


Figura 2

NOTA - La regulación del cabezal controla la posición del apero. La especificación de la regulación del cabezal permite al fabricante del tractor determinar la regulación mínima aceptable de la longitud del brazo superior en relación con el punto de fijación del enganche; permite también al fabricante del apero determinar el campo de profundidad de funcionamiento del mismo.

1) Actualmente, en fase de proyecto.



#### 4 MEDIDAS

Las medidas están basadas en la hipótesis de que el tractor está equipado con neumáticos considerados como normales por el fabricante del tractor y están dadas en milímetros.

##### 4.1 Puntos de enganche

Las medidas referentes a los puntos de enganche deben ser las indicaciones en las figuras 3 y 4 y en las tablas 2 y 3.

La zona libre alrededor de los puntos de enganche será conforme a la norma UNE 68-027<sup>1)</sup>.

##### 4.2 Puntos de apoyo

Se recomienda prever posiciones alternativas hacia arriba para el punto de enganche superior.

##### 4.3 Altura, carrera de levantamiento y regulación transversal

Los campos de la altura, carrera de levantamiento y regulación transversal deben ser los indicados en la tabla 4.

##### 4.4 Intercambiabilidad

La disposición de los brazos inferiores o la utilización de puntos de enganche con dos medidas de rótula, puede permitir a los dispositivos basados en las medidas de la categoría 1 ser adaptados a los dispositivos basados en las medidas de la categoría 2, y viceversa. Igualmente sucede con los casos de las categorías 2 y 3.

#### 5 FUERZA DE LEVANTAMIENTO

Los tractores deben poseer una fuerza de levantamiento adecuada, teniendo en cuenta parámetros tales como la potencia estabilizada del tractor, la carga por eje o las prestaciones de frenado. Para los métodos de ensayo de la fuerza de levantamiento véase la norma UNE 68-005 /2.

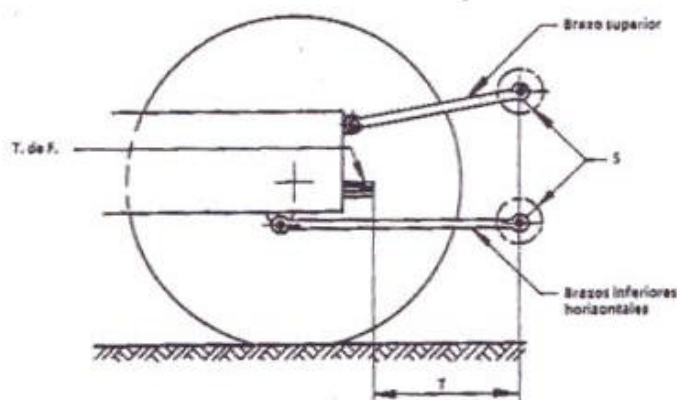


Fig. 3 - Distancia entre la toma de fuerza y los puntos de enganche inferiores

1) Actualmente en fase de proyecto.



UNE 68-005-88 /1

- 6 -

Tabla 2  
Distancia entre la T. de F. y los puntos de enganche inferiores  
Medidas en mm

Dimensiones	Categoría 1		Categoría 2		Categoría 3	
	mín.	máx.	mín.	máx.	mín.	máx.
Radio del espacio esférico alrededor de cada punto de enganche, S	45	-	55	-	55	-
Distancia horizontal entre la extremidad de la toma de fuerza y el eje de los puntos de enganche inferiores, estando los brazos inferiores en posición horizontal, T	500	575	550	625	575	675

NOTA - La medida T puede obtenerse utilizando acoplamientos de enganche.



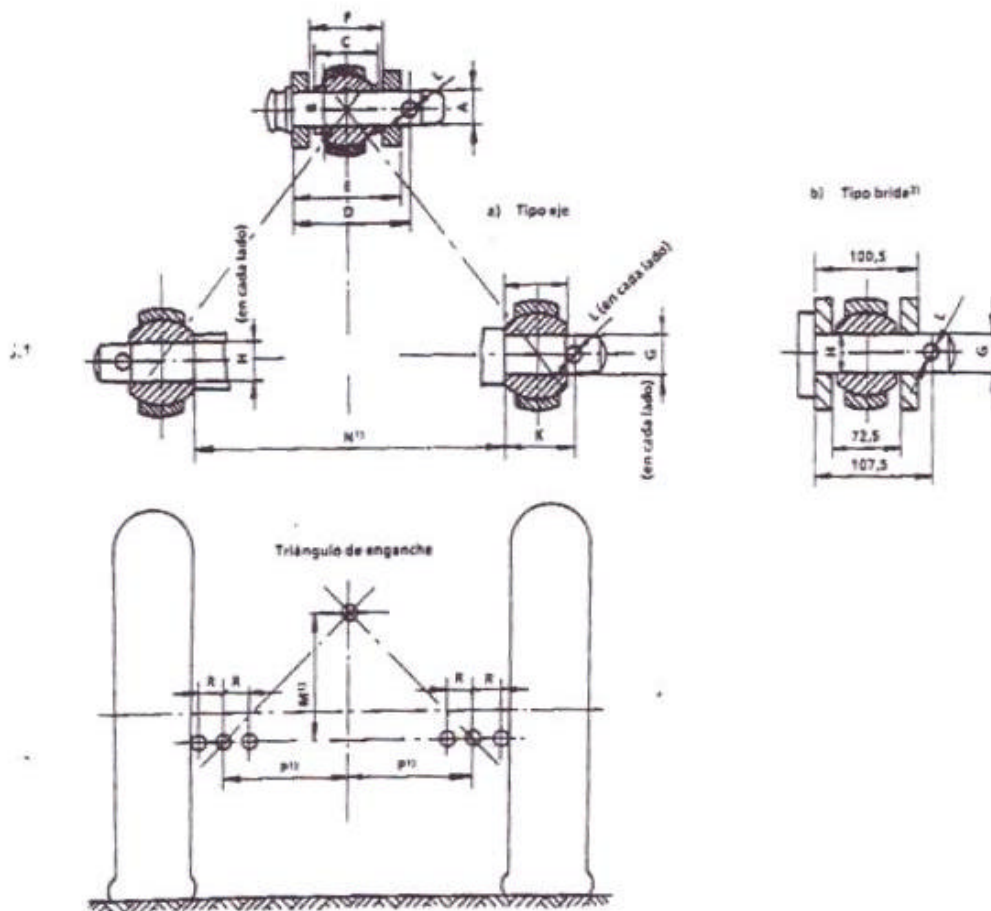


Fig. 4 - Medidas de los puntos de enganche

NOTAS

- 1 Véase la nota 1) de la tabla 3.
- 2 Si el montaje del tipo de brida se aplica solamente a las categorías 2 y 3. La medida 72,5 mm se incluye con el fin de adaptarse al acoplamiento de ciertos aperos.



**Tabla 3**  
Medidas de los puntos de enganche

Medidas en mm

Símbolo	Dimensiones	Categoría 1		Categoría 2		Categoría 3	
		mín.	máx.	mín.	máx.	mín.	máx.
<i>Punto de enganche superior</i>							
A	Diámetro del bulón de enganche superior	18,92	19	25,27	25,4	31,5	31,75
B	Diámetro del alojamiento del bulón	19,3	19,51	25,7	25,91	32,0	32,25
C	Anchura de la rótula	-	44	-	51	-	51
D	Distancia del agujero del pasador	76	-	93	-	102	-
E	Distancia entre las caras exteriores de la brida	-	69	-	86	-	95
F	Distancia entre las caras interiores de la brida	44,5	-	52	-	52	-
<i>Puntos de enganche inferiores</i>							
G	Diámetro del eje de articulación	21,79	22	27,79	28	36,4	36,6
H	Diámetro del alojamiento del eje de articulación	22,4	22,73	28,7	29,03	37,4	37,75
J	Anchura de la rótula	34,8	35,0	44,80	45,0	44,8	45
K	Distancia del agujero del pasador <sup>1)</sup>	39	-	49	-	52	-
<i>Agujero del pasador</i>							
L	Diámetro del agujero del pasador para						
	- punto de enganche superior	12	-	12	-	12	-
	- puntos de enganche inferiores	12	-	12	-	17	-
M	Altura del cabezal <sup>2)</sup>	460 ± 1,5		610 ± 1,5		685 ± 1,5	
N	Separación entre los puntos de enganche inferiores <sup>3)</sup>	683 ± 1,5		825 ± 1,5		965 ± 1,5	
P	Distancia lateral desde los puntos de enganche inferiores hasta el plano longitudinal de simetría del tractor <sup>3)</sup>	359		435		505	
R	Posibilidad de desplazamiento lateral de los puntos de enganche inferiores	100	-	125	-	125	-

**NOTAS**

1 Cuando se utilizan estabilizadores, mantenidos por los pasadores de los puntos de enganche inferiores, para limitar la oscilación lateral de los aperos, las distancias mínimas deben ser:

51 mm para la categoría 1  
61 mm para la categoría 2  
y 64 mm para la categoría 3

2 En caso de aperos especiales pueden preverse otras alturas.

3 En el caso de aperos especiales puede ser necesario variar estas medidas. En el caso de que parezca necesario disponer de una distancia coma entre los puntos de enganche inferiores, se recomiendan los siguientes valores:

N = 400 mm para la categoría 1      P = 218 para la categoría 1  
683 mm para la categoría 2      364 para la categoría 2  
825 mm para la categoría 3      435 para la categoría 3





Tabla 4  
 Altura, carrera de levantamiento y campo de inclinación transversal

Medidas en mm

Apartado de referencia	Término	Categoría 1	Categoría 2	Categoría 3
3.2.14	Altura mínima de los puntos de enganche inferiores	200 (máx.)	200 (máx.)	230 (máx.)
3.2.15	Campo de inclinación transversal	100	100	125
3.2.16	Carrera de levantamiento	560 (mín.)	650 (mín.)	735 (mín.)
3.2.19	Altura de transporte (con el eje de los puntos de enganche inferiores constantemente en posición horizontal)	820 (mín.)	950 (mín.)	1 065 (mín.)
3.2.20	Separación de un punto de enganche inferior	100 (mín.)	100 (mín.)	100 (mín.)
3.2.21	Regulación de la inclinación del cabezal - altura mínima para la posición más alta - altura máxima para la posición más baja	508	610	660
		200	200	230

#### 6 CORRESPONDENCIA CON OTRAS NORMAS

Esta norma concuerda con el proyecto ISO/DIS 730-1 excepto en lo que se refiere a las desviaciones técnicas indicadas en la tabla 2 y en la figura 2.



## D.2. Norma ISO 500 (perfils estàndard per a tractors)

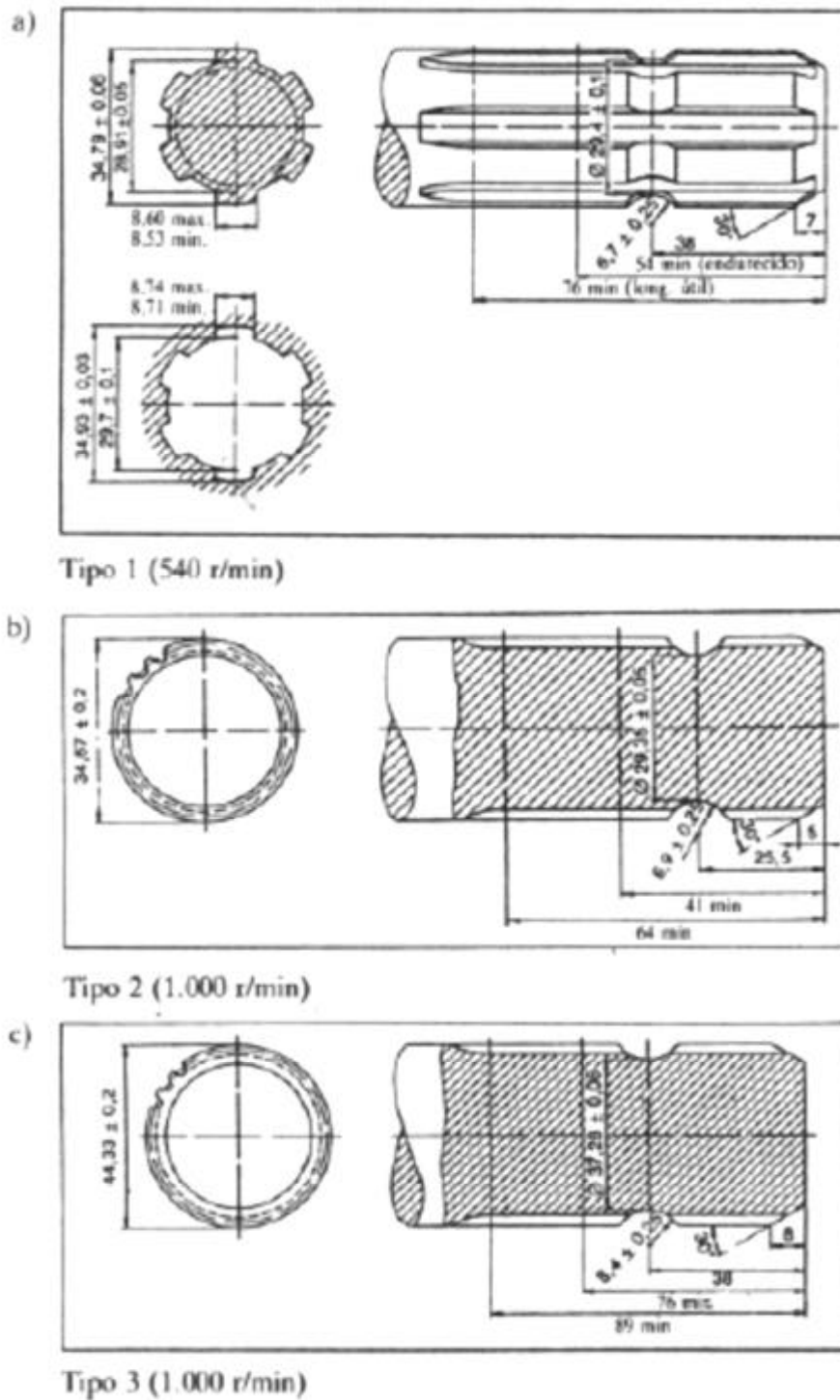


Fig. D.2.1 Tipologies de tomes de força dels tractors



Segons la normativa ISO 500 hi ha tres tipus establerts de tomes de força segons la seva forma i dimensions.

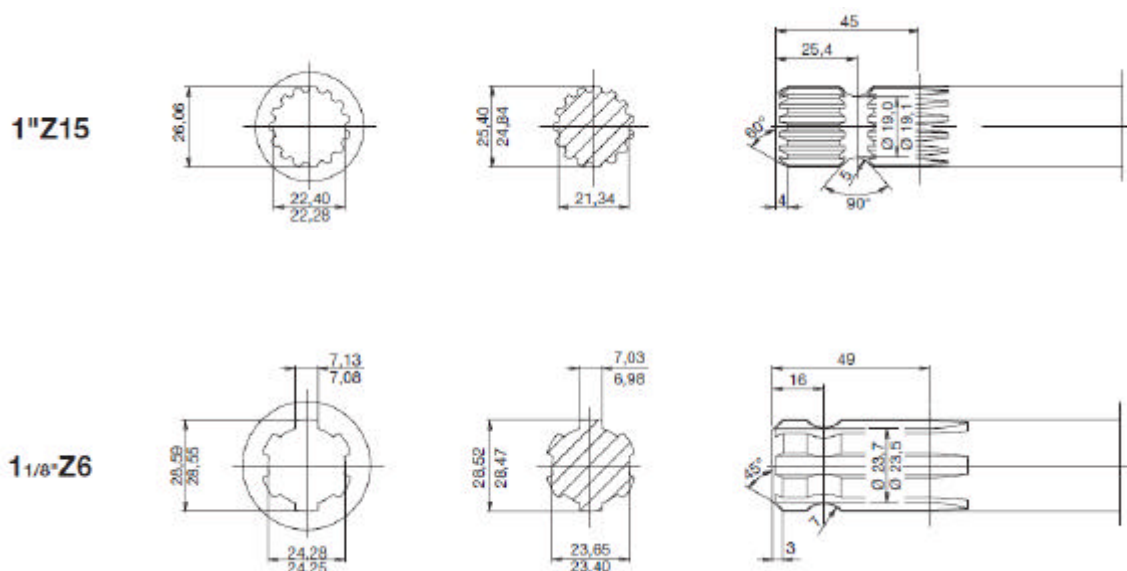
Tipus 1. Amb diàmetre nominal de 35 mm i sis acanaladures de flancs rectes. Està prevista per a tractors de fins a 48 kW (65 CV). La seva velocitat es de 540 rpm i és la que trobem amb més freqüència. Cal tenir present que la poden incloure tractors de més potència.

Tipus 2. Amb diàmetre nominal de 35 mm i 21 acanaladures. Per a tractors de fins a 92 kW (125 CV). La seva velocitat de gir és de 1000 rpm.

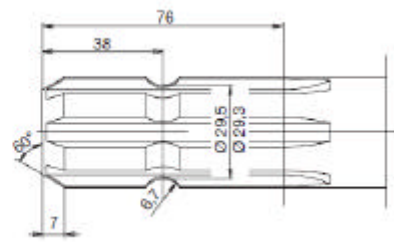
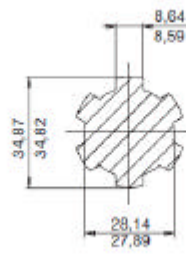
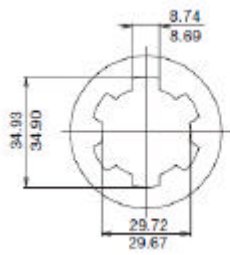
Tipus 3. Amb diàmetre nominal de 45 mm i 20 acanaladures de flancs envolvents. Per a tractors de fins a 185 kW (250 CV). La seva velocitat de gir és de 1000 rpm.

Finalment, per a tractors de potència major (de fins a 340 CV) el diàmetre seria de 57 mm: 18 acanaladures i amb una velocitat de gir de 1000 rpm.

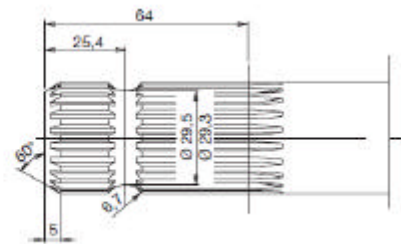
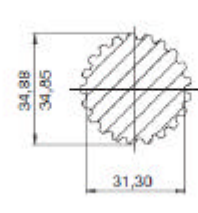
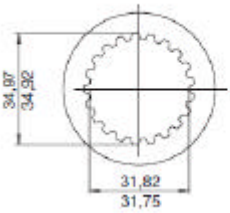
### D.3. Perfils estàndard per a maquinària agrícola



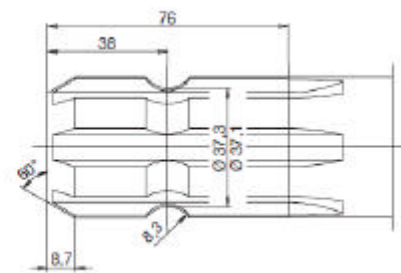
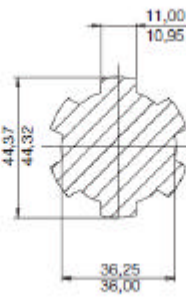
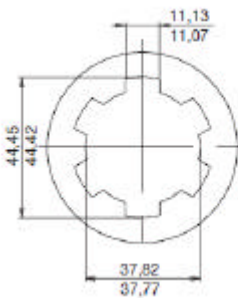
**TIPO 1**  
**1 3/8" Z6**



**TIPO 2**  
**1 3/8" Z21**



**1 3/4" Z6**



**TIPO 3**  
**1 3/4" Z20**

