RESUM

En aquest volum es presenten 4 dels 5 annexes de què consta el projecte, tots excepte l'annex E que conté els plànols i que es presenten per separat en una carpeta per facilitar-ne la seva manipulació.

L'annex A conté els càlculs realitzats amb elements finits del conjunt del disc, analitzant diferents alternatives possibles de disseny.

L'annex B conté càlculs realitzats a mà, comprovant la resistència de les diferents peces que componen la màquina dissenyada en aquest projecte.

L'annex C conté un resum de propietats de pneumàtics i llandes, útil de tenir a mà per poder comprovar alguns dels resultats que poden extreure's del banc d'assaig.

Finalment, l'annex D és un recull dels catàlegs de les peces estandarditzades utilizades en el disseny del banc.

SUMARI

RESUM 1

A ANNEX A: CÀLCULS AMB ELEMENTS FINITS 5

A.1 INTRODUCCIÓ I OBJECTIUS 5

A.1.1 DADES DE PARTIDA 5

A.1.2 HIPÒTESIS FETES 7

A.2 CAS 40 X 40 ORIGINAL 8

A.2.1 CÀLCUL TEÒRIC 8

A.2.2 CÀLCUL PER ELEMENTS FINITS 9

A.3 CAS 40X 80 15

A.3.1 CÀLCUL TEÒRIC 15

A.3.2 CÀLCUL PER ELEMENTS FINITS 17

A.4 CAS 40x40 REFORÇAT 22

A.4.1 CÀLCUL PER ELEMENTS FINITS 23

A.5 RESUM DE RESULTATS 28

A.6 BIBLIOGRAFÍA 29

B ANNEX B: CÀLCUL DE TENSIONS A LA MÀQUINA 31

B.1 ESTUDI DE TENSIONS ESTÀTIQUES 31

B.1.1 PERFIL VERTICAL DEL BRAÇ 31

B.1.2 PERFIL HORITZONTAL DEL BRAÇ 33

B.1.3 PLACA VERTICAL DEL SUPORT DEL MOTOR DE LA RODA 35

B.1.4 EIX DE LA RODA 37

B.2 ESTUDI DE FATIGA DE LAS PECES SOTMESES A TENSIONS FLUCTUANTS 41

B.2.1 EIX DEL MOTOR 41

C ANNEX C: PROPIETATS DE PNEUMÀTICS 45

C.1 INTRODUCCIÓ 45

C.2 LA RODA METÀL·LICA 46

C.2.1 RODES DE DISC 46

C.2.2 RODES DE RADIS 47

C.2.3 FORMA I CARACTERÍSTIQUES DE LES LLANDES 48

C.2.4 NOMENCLATURA DE LES LLANDES 49

C.3 COBERTES 50

C.3.1 CONFORMACIÓ DE LES COBERTES 50

C.3.2 CLASSIFICACIÓ SEGONS EL TIPUS DE CARCASSA 51

C.3.3 NOMENCLATURA COMERCIAL DE LES COBERTES 53

C.4 PNEUMÀTICS 55
C.4.1 TIPUS DE PNEUMÀTICS 55
C.4.2 CARACTERÍSTIQUES DELS PNEUMÀTICS 56
C.5 BIBLIOGRAFIA 64
C.6 TAULES 65

D ANNEX D: CATÀLEGS 67
D.1 CATÀLEG DE RODES DENTADES 67
D.2 MOTOR DEL DISC 75
D.3 MOTOR DE LA RODA 79
D.4 REDUCTOR MOTOR DISC 82
D.5 PERFILERIA 87
D.6 PAVIMENTS 95

A ANNEX A: CÀLCULS AMB ELEMENTS FINITS

A.1 INTRODUCCIÓ I OBJECTIUS

En aquest annex es fa un estudi de la deformació que sofreix els perfils que fan la funció de radis i la banda de rodadura. Aquest estudi es fa per minimitzar el desplaçament vertical que sofreix la pista a causa de la flexió que presenten els radis quan s'aplica sobre la pista la càrrega de la roda afegida al pes propi de tots els elements. La simulació s'ha fet amb la versió educacional del programa "ANSYS 5.5" d'elements finits.

El plantejament ha estat simular en primer lloc el primer disseny del banc, amb uns radis que són perfils d'acer quadrats de 40 x 40 mm. Posteriorment, s'ha optat per implementar dues opcions per tal de disminuir el desplaçament vertical màxim, que són:

- Augmentar l'alçada del perfil, fins a 40 x 80 mm, per augmentar la inèrcia i disminuir la flexió.
- Reforçar l'estructura amb uns perfils (de 40 x 40 mm) que treballen a tracció.

La tria de la solució final dependrà de la disminució de la deformació i l'augment de la dificultat de la solució constructiva i del cost del conjunt.

A.1.1 DADES DE PARTIDA

A.1.1.1 DADES DELS PERFILS

El disseny de partida per fer la simulació amb ANSYS té 12 perfils quadrats de 40 x 40 mm. Les dades d'aquest perfil són:

Dimensió (mm)	Espessor (mm)	Pes (kg/m)	Secció (mm^2)	I_{xx} (mm^4)	Z_{xx} (mm^3)	i (mm)
40	4	4.198	534.8	109.160	5458	14.28

Taula A.1: Dades del perfil 40x40x4

Els perfils de 40x80 mm proposats a l'alternativa tenen les següents característiques:

Dimensió (mm)	Espessor (mm)	Pes (kg/m)	Secció (mm^2)	I_{xx} (mm^4)	Z_{xx} (mm^3)	i (mm)
40x80	4	6.710	854.7	645460	16136	27.5

Taula A.2: Dades del perfil 80x40x4

*Aquests perfils proposats a l'alternativa són idèntics als utilitzats de suport a les planxes

A.1.1.2 DADES DE LA PLATAFORMA (DEL DISC)

Com a pas previ a realitzar les simulacions és necessari calcular el pes total del elements que han de ser suportats pels radis. Aquests elements són:

- Asfalt
- Planxes que fan de recipient per a contenir l'asfalt
- Perfil sota les planxes per augmentar-ne la rigidesa i collar els radis

I el seu pes és:

Asfalt	$P_{asfalt} = V \cdot \rho = \left(\pi\left(1,5^2 - 1,2^2\right) \cdot 0,03 \cdot 10000\right) = 763,4\,kg$	(Eq.A.1.1.)
Planxes	$P_{planxes} = \left(\pi \cdot \left(1,5^2 - 1,2^2\right) \cdot 0,01 \cdot 7800\right) = 198,5\,kg$	(Eq.A.1.2.)
Perfils	$P_{perfils} = 12 \cdot \left(6,71 \cdot 0,665\right) = 53,5\,kg$	(Eq.A.1.3.)

Taula A.3: Càlcul del pes dels elements del disc

Per tant, el pes total del conjunt és de:

$$P_{total} = P_{asfalt} + P_{planxes} + P_{perfils} = 763,4 + 198,5 + 53,5 = 1015,4\,kg \qquad \text{(Eq.A.1.4.)}$$

I el pes que ha de suportar cadascun dels radis és:

$$P_{radi} = \frac{P_{total}}{12} = 84,6\,kg \qquad \text{(Eq.A.1.5.)}$$

que equival a una força de:

$$F_{radi} = 84,6 \cdot 9,81 \cong 835\,N \qquad \text{(Eq.A.1.6.)}$$

A.1.1.3 FORCES APLICADES

Les forces que s'apliquen en aquesta simulació són les forces corresponents al pes que suporta un pneumàtic de cotxe, doncs és el cas més crític en què es poden fer assaigs en el banc.

Es suposa una massa del vehicle de 2000kg, i per tant, una massa a cada roda de 500kg, que s'arrodoneix a 5000N. Si s'haguessin realitzat simulacions amb càrregues de pneumàtic de motocicleta, el valor de la força aplicada seria de 1000N, arrodonint els 100kg de massa de cada eix en una motocicleta de mida mitjana.

A.1.2 HIPÒTESIS FETES

Totes les simulacions s'han realitzat suposant unes condicions pitjors a les condicions reals de funcionament de la màquina. Aquestes hipòtesis són:

- No es té en compte el disc central agafat a l'eix i el punt on es collen els radis és un node central. Això fa que la longitud de la barra sigui més gran, passant d'una longitud de 1000 a 1200 mm, augmentant la tensió que pateix i la fletxa que sofreix l'extrem del radi

- Es suposa que la densitat del material és constant en tota la pista de rodadura, tot i que a la realitat hi haurà diferencies de densitat per la composició d'aquest.

- Es suposa que les unions cargolades entre els perfils que formen l'estructura no creen concentracions de tensions als elements barra.

- La força externa provocada per la càrrega de la roda es suposa de 5000 N, és a dir, com si s'estigués assajant un pneumàtic d'un turisme. Aquesta força s'aplica a l'extrem de la banda de rodadura.

- No es contemplen els elements de suport situats sota de la pista, que faran disminuir el descens d'aquesta a la realitat.

- Per a fer els càlculs teòrics, s'aplicarà el 50% de la força externa aplicada a l'extrem del radi, deixant que l'altre 50% recaigui sobre els radis contigus.

- Per a fer les simulacions amb ANSYS, s'aplicarà a l'extrem del radi una força vertical igual a la dotzena part del pes total del disc, la plataforma i la pista, que s'ha calculat anteriorment.

- Es suposa que el pneumàtic de turisme es prova amb l'eix de la roda paral·lel al pla de la pista i per tant, la força aplicada és perpendicular a la pista en tot moment.

A.2 CAS 40 X 40 ORIGINAL

A.2.1 CÀLCUL TEÒRIC

El primer disseny del banc es fa amb un perfil normalitzat d'acer de 40x40 mm. Suposant la càrrega del propi pes dels elements, que és de 835 N a cadascun dels radis i la meitat de la força exterior (2500 N) que la roda aplica sobre la superfície s'obtenen els següents valors de tensió:

$$F_{total} = F_1 + F_2 = 835 + 2500 = 3335N = \tau \qquad \text{(Eq.A.2.1.)}$$

$$M = F \cdot x = 3335 \cdot 1200 = 4002000N \cdot mm = M_f \qquad \text{(Eq.A.2.2.)}$$

$$w_f = \frac{I_{xx}}{h/2} = z_{xx} = 5458mm^3 \qquad \text{(Eq.A.2.3.)}$$

$$\sigma_f = \frac{M_f}{w_f} = \frac{4002000}{5458} = 733N/mm^2 \qquad \text{(Eq.A.2.4.)}$$

$$\tau_z = \frac{T}{A} = \frac{3335}{534.8} = 6.236N/mm^2 \qquad \text{(Eq.A.2.5.)}$$

Amb aquestes tensions, i aplicant el criteri de Von Misses s'obté el valor de tensió combinada de:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f{}^2 + 3 \cdot \tau^2} = 733.32N/mm^2 \qquad \text{(Eq.A.2.6.)}$$

Aquest valor és elevat i es podria dir que està just al límit de la resistència del material. Ara bé, el cas calculat és més desfavorable que el cas real, perquè el braç de palanca real és més petit que el radi suposat per al càlcul. De totes maneres, s'ha suposat un

repartiment d'esforços entre els radis que no se sap si és correcte, sinó que s'ha fet una suposició. El cas més desfavorable és que tota la força estigui suportada per un radi, en què la tensió és de:

$$F_{total} = F_1 + F_2 = 835 + 5000 = 5835N = \tau \quad \text{(Eq.A.2.7.)}$$

$$M = F \cdot x = 5835 \cdot 1200 = 7002000N \cdot mm = M_f \quad \text{(Eq.A.2.8.)}$$

$$w_f = \frac{I_{xx}}{h/2} = z_{xx} = 5458mm^3 \quad \text{(Eq.A.2.9.)}$$

$$\sigma_f = \frac{M_f}{w_f} = \frac{7002000}{5458} = 1283N/mm^2 \quad \text{(Eq.A.2.10.)}$$

$$\tau_z = \frac{T}{A} = \frac{5835}{534.8} = 10.91N/mm^2 \quad \text{(Eq.A.2.11.)}$$

I la tensió combinada segons Von Misses és de:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f{}^2 + 3 \cdot \tau^2} = 1283N/mm^2 \quad \text{(Eq.A.2.12.)}$$

De totes maneres, com que no se sap quina part de la càrrega s'emporta cada radi, es pren la decisió de fer el càlcul mitjançant un programa d'elements finits, per tal de calcular la tensió de manera més exacte i poder calcular la deformació de l'estructura sense simplificar de manera excessiva l'estructura.

A.2.2 CÀLCUL PER ELEMENTS FINITS

Com s'ha comentat a la introducció de l'annex, el programa que s'ha fet servir per tal de fer la simulació és l'ANSYS 5.5. en la seva versió educacional.

A.2.2.1 GEOMETRIA, ENLLAÇOS I CÀRREGUES APLICADES

Per tal de fer la simulació, s'ha creat una geometria en tres dimensions, on s'inclou la pista de rodadura i els 12 radis. Per disminuir el nombre de nodes i el nombre d'elements de l'estructura s'han emprat dos tipus d'elements en el programa ANSYS:

- Per una banda, els radis s'agafen com a elements barra.
- La pista de rodadura s'ha mallat amb tetraedres com a elements.

El node central, que és el punt d'unió de tots els radis en la simulació, té limitat el

desplaçament vertical i el gir, simulant el suport que existeix a la realitat. A l'extrem de cada radi s'ha aplicat la part proporcional del pes propi dels elements que s'ha calculat en el punt 1.2. d'aquest annex. La força de 5000 N, corresponent al cas d'assajar un pneumàtic de turisme s'ha aplicat a la part central de la pista de rodadura. La geometria, els enllaços exteriors i les forces aplicades s'observen a la Fig. A.1.

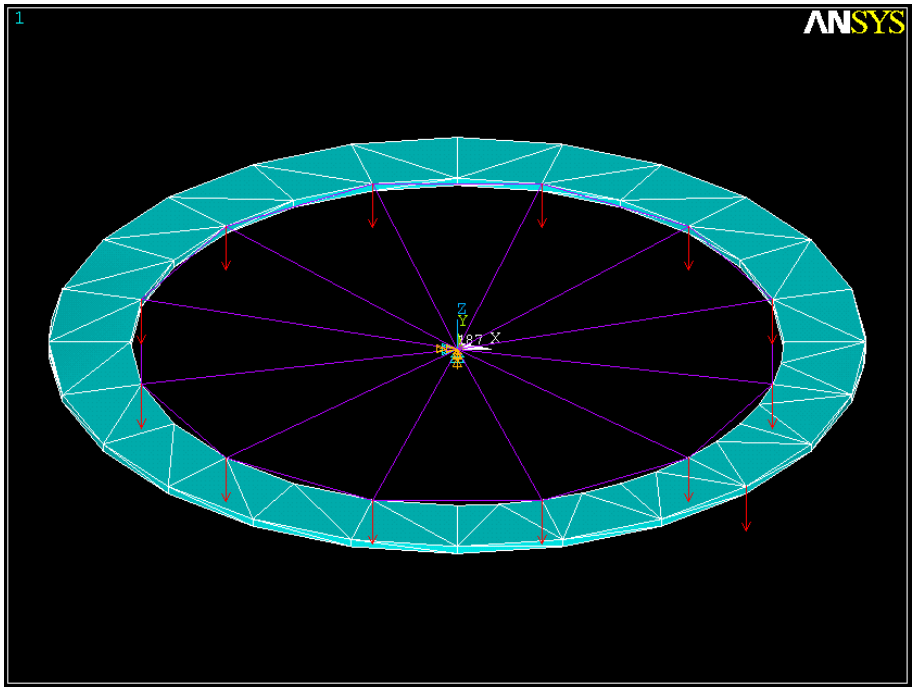


Fig. A.1. Geometria, enllaços exteriors I càrregues aplicades

Un cop entrada la geometria, els enllaços i les càrregues es pot fer la simulació amb ANSYS.

A.2.2.2 RESULTATS OBTINGUTS

A continuació es presenten els resultats obtinguts després de fer la simulació estàtica del conjunt.

Primerament, a la Fig. A.2, es mostra una imatge de la deformada del conjunt, on s'aprecia el tram de la pista que es deforma de manera no despreciable y la curvatura que adquireix aquesta durant el funcionament del banc.

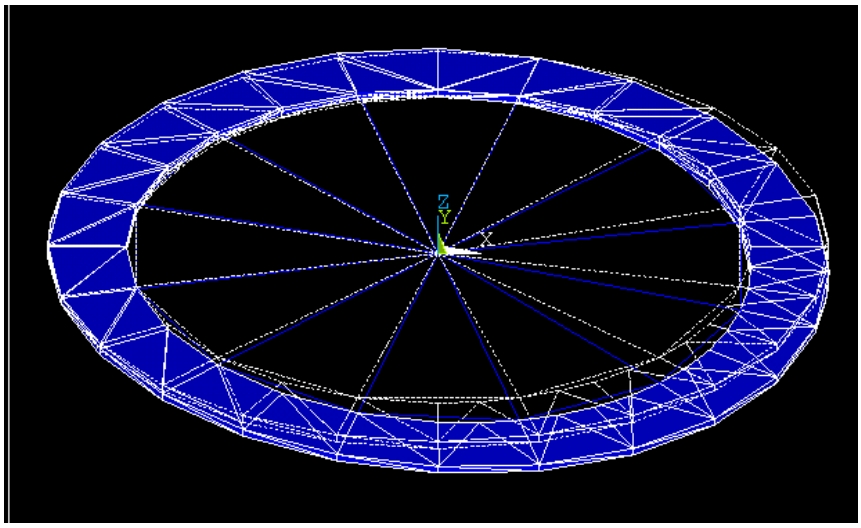


Fig. A.2. Vista de la deformada del conjunt durant l'assaig

En la Fig. A.3. es mostra la deformació del conjunt. La deformació es mesura amb mm i els colors corresponen als intervals que el programa fa, per tal de presentar un escalat dels valors. El valor màxim de desplaçament vertical en sentit negatiu com a conseqüència de la força aplicada i del pes propi és de 4,562 mm, valor que és de l'ordre de magnitud que l'obtingut de manera teòrica i que valida la simulació realitzada amb elements finits.

Així doncs, la deformació del conjunt es presenta en les Fig. A.3. i A.4 :

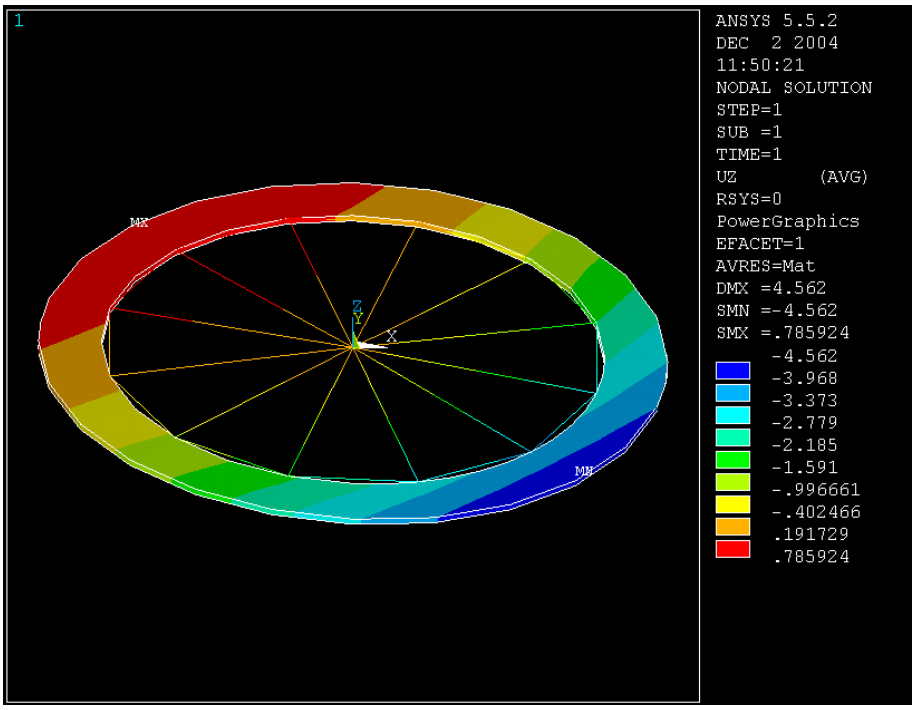


Fig. A.3. Mapa de valors de la deformació vertical

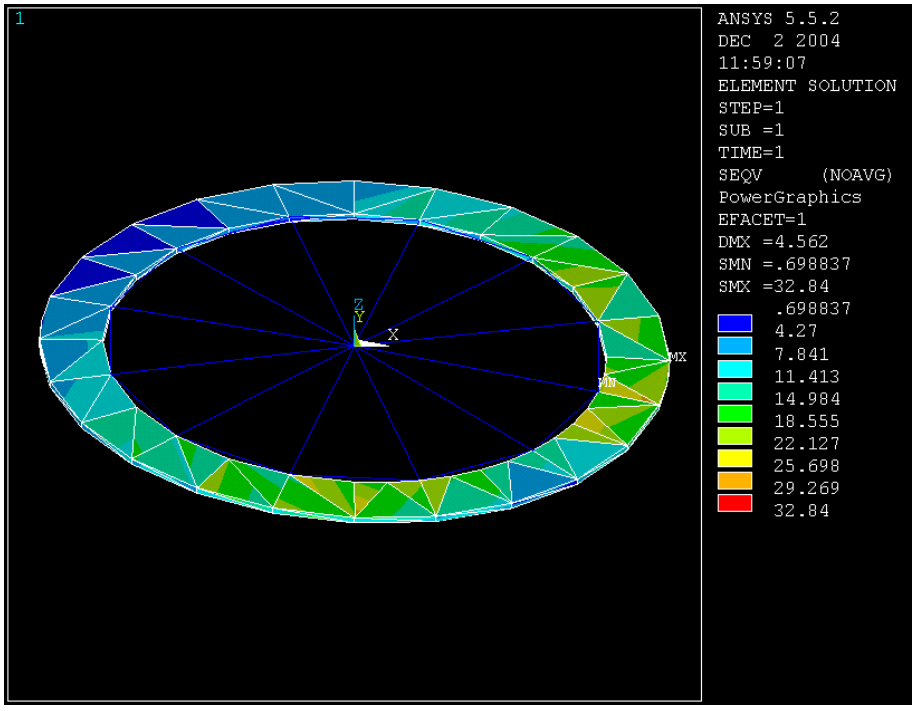


Fig. A.4. Mapa de distribució de tensions

Els resultats numèrics que s'han buscat amb el programa ANSYS són les reaccions, tant forces com moments, el desplaçament vertical del nodes, per veure quina es la deformació del conjunt, i les càrregues aplicades.

Tal i com s'ha definit la geometria en el programa, l'únic node que té reaccions exteriors és el node que uneix els 12 radis. Per al programa, aquest és el node 187. Aquest és el node que suporta les forces i els moments d'enllaç i que a la realitat són suportats per tot un disc i el suport de l'eix, tot i que aquests elements tenen l'ajuda de les rodes ubicades sota la pista i que aquí s'han menystingut, per tenir un cas més desfavorable que el real i tenir un marge de seguretat major. Així doncs:

Forces d'enllaç:

NODE	FX	FY	FZ
187	-0.76623E-06	0.54447E-07	15020

Taula A.4: Forces d'enllaç

Les forces resultants en la direcció X i Y són nul·les, perquè no hi cap força externa aplicada al conjunt. La força en direcció Z és la suma del pes propi dels elements del conjunt, simulat mitjançant l'aplicació de càrregues verticals a l'extrem dels radis, i de la càrrega externa que s'aplica al pneumàtic en la situació més desfavorable.

Moments d'enllaç:

NODE	MX	MY	MZ
187	-0.53033E+07	-0.53033E+07	-0.17547E-02

Taula A.5: Moments d'enllaç

El moment resultant en la direcció Z és nul perquè no hi ha cap força exterior que intenti fer rotar el conjunt en situació estàtica. D'altra banda, durant l'assaig l'eix pateix moments de torsió (en la direcció Z) deguts als parell d'acceleració i de frenada aplicats.

El desplaçament vertical als nodes es mostra a la Taula A.6.

NODE	UZ	NODE	UZ	NODE	UZ	NODE	UZ
1	-3.3130	50	-3.4805	99	0.35290	148	0.10173
2	-3.3757	51	-3.4077	100	0.47512	149	0.21232
3	-3.9440	52	-3.2921	101	0.50378	150	-2.8928
4	-4.3915	53	3.1253	102	0.44389	151	-2.8272
5	-4.5618	54	2.9335	103	0.29840	152	-2.9193
6	-4.3748	55	-3.3758	104	-2.1831	153	-3.2411
7	-3.9421	56	0.36288	105	-1.5906	154	-3.2906
8	0.27185	57	-2.6965	106	-1.0513	155	-3.1762
9	-0.10080	58	-1.9627	107	-0.57405	156	-3.1446
10	-0.57609	59	-1.2030	108	-0.17142	157	0.11533
11	-1.1678	60	-0.55871	109	0.27185	158	0.11992
12	-1.8392	61	-0.037793	110	0.27184	159	-0.70255
13	-2.5698	62	0.27182	111	-3.3757	160	-2.9333
14	0.36290	63	0.61958	112	-3.3757	161	-2.8291
15	0.61959	64	0.75712	113	-3.3338	162	-2.8278
16	0.75714	65	0.78590	114	-3.3280	163	-2.8485
17	0.78592	66	0.71206	115	0.29311	164	-2.7805
18	0.71209	67	0.54103	116	0.29182	165	0.27697
19	0.54104	68	-3.3130	117	-3.2817	166	0.20815
20	-2.6965	69	-0.10082	118	0.36744	167	0.20140
21	-1.9628	70	-0.57605	119	-3.2230	168	0.22979
22	-1.2030	71	-1.1678	120	0.41241	169	0.19043
23	-0.55867	72	-1.8392	121	-3.4174	170	-2.8399
24	-0.037764	73	-2.5698	122	-3.4146	171	0.24760
25	-2.7068	74	-3.9440	123	0.25116	172	0.20758
26	0.13621	75	-4.3915	124	0.24811	173	0.24332
27	-2.1830	76	-4.5618	125	-3.5660	174	-2.7009
28	-1.5907	77	-4.3748	126	0.22465	175	-2.9490
29	-1.0513	78	-3.9421	127	-3.6592	176	-3.0378
30	-0.57405	79	-2.6062	128	0.19466	177	-3.1168
31	-0.17140	80	2.7068	129	0.071440	178	0.14547
32	0.071435	81	2.8526	130	0.071428	179	0.17059
33	0.35292	82	-3.0621	131	-2.7068	180	-2.8982
34	0.47515	83	-3.2467	132	-2.7068	181	-3.0447
35	0.50380	84	-3.3831	133	-2.6671	182	0.091320
36	0.44392	85	-3.4699	134	-2.6591	183	0.10421
37	0.29843	86	-3.4984	135	0.093453	184	-2.7921
38	-2.6062	87	-3.4805	136	-2.6165	185	0.16438
39	-0.23413	88	-3.4077	137	-2.4809	186	-2.9855
40	-0.61187	89	-3.2921	138	0.17642	187	0.0000
41	-1.0556	90	-3.1253	139	-2.7442		
42	-1.5631	91	-2.9335	140	-2.7359		
43	-2.0909	92	0.071407	141	0.049818		
44	-2.8526	93	-0.23411	142	0.058149		
45	-3.0621	94	-0.61186	143	-2.8131		
46	-3.2467	95	-1.0556	144	-0.048938		
47	-3.3830	96	-1.5631	145	0.12495		
48	-3.4699	97	-2.0909	146	0.14287		
49	-3.4984	98	0.13619	147	0.34641		

Taula A.6: Desplaçament vertical dels nodes

El valor màxim de desplaçament vertical es troba en el node 76, amb un valor de 4,5618mm en el sentit negatiu de l'eix Z.

Les càrregues als nodes indiquen les forces exteriors aplicades i la seva suma ha de ser igual a la reacció Z trobada anteriorment (node 187), doncs totes aquestes forces estan aplicades en el sentit negatiu de l'eix Z.

NODE	FZ(N)	NODE	FZ (N)
76	5000.0	82	835.00
86	835.00	90	835.00
93	835.00	95	835.00
97	835.00	99	835.00
101	835.00	103	835.00
104	835.00	106	835.00
108	835.00	187	-15020.

Taula A.7. Valors de les forces exteriors aplicades i reaccions en N.

A.3 CAS 40X 80

Per tal de disminuir la deformació vertical dels radis es proposa primerament un augment de la inèrcia a flexió d'aquest. Per tal de fer les modificacions mínimes al disseny original i que aquestes modificacions no afectin a altres peces del conjunt es deixa una amplitud del perfil constant i s'augmenta la seva alçada. Així doncs, la solució triada per a fer la simulació estàtica és una configuració de radis de 40 x 80 x 4 mm de secció.

A.3.1 CÀLCUL TEÒRIC

En primer lloc, i al igual que en l'apartat anterior, es fa un càlcul teòric de la tensió que suporten els radis i de la deformació vertical que pateixen sota l'acció de les càrregues. En aquests càlculs s'apliquen les mateixes forces exteriors que en el cas original, obtenint-se els següents resultats:

Aplicant el 50% de la càrrega aplicada al pneumàtic en un radi, la tensió màxima és de:

$$F_{total} = F_1 + F_2 = 835 + 2500 = 3335N = \tau \qquad \text{(Eq.A.3.1.)}$$

$$M = F \cdot X = 3335 \cdot 1200 = 4002000 N \cdot mm = M_f \quad \text{(Eq.A.3.2.)}$$

$$w_f = \frac{I_{xx}}{h/2} = z_{xx} = 16136 mm^3 \quad \text{(Eq.A.3.3.)}$$

$$\sigma_f = \frac{M_f}{w_f} = \frac{4002000}{16136} = 248 N/mm^2 \quad \text{(Eq.A.3.4.)}$$

$$\tau_z = \frac{T}{A} = \frac{3335}{854.7} = 3.9 N/mm^2 \quad \text{(Eq.A.3.5.)}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f{}^2 + 3 \cdot \tau^2} = 248.1 N/mm^2 \quad \text{(Eq.A.3.6.)}$$

Amb aquest valor de sol·licitació i suposant una resistència del material de 700N/mm^2 de:

$$Cs = \frac{700}{248.1} = 2.82 \quad \text{(Eq.A.3.7.)}$$

I la deformació vertical del radi sota aquesta càrrega és:

$$\Delta y = \frac{Fl^3}{3EI} = \frac{3335 \cdot 1200^3}{3 \cdot 210000 \cdot 645460} = 2.48 mm \quad \text{(Eq.A.3.8.)}$$

Aplicant el 100% de la càrrega aplicada al pneumàtic en un radi i a l'extrem, la tensió màxima és de:

$$F_{total} = F_1 + F_2 = 835 + 5000 = 5835 N = \tau \quad \text{(Eq.A.3.9.)}$$

$$M = F \cdot X = 5835 \cdot 1200 = 7002000 N \cdot mm = M_f \quad \text{(Eq.A.3.10.)}$$

$$w_f = \frac{I_{xx}}{h/2} = z_{xx} = 16136 mm^3 \quad \text{(Eq.A.3.11.)}$$

$$\sigma_f = \frac{M_f}{w_f} = \frac{7002000}{16136} = 434 N/mm^2 \quad \text{(Eq.A.3.12.)}$$

$$\tau_z = \frac{T}{A} = \frac{5835}{854.7} = 6.83 N/mm^2 \quad \text{(Eq.A.3.13.)}$$

$$1\,\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f{}^2 + 3 \cdot \tau^2} = 434 N/mm^2 \quad \text{(Eq.A.3.14.)}$$

Amb aquest valor de sol·licitació i suposant una resistència del material de 700N/mm^2

de:

$$Cs = \frac{700}{434} = 1.61 \qquad \text{(Eq.A.3.15.)}$$

I la deformació vertical del radi sota aquesta càrrega és:

$$\Delta y = \frac{Fl^3}{3EI} = \frac{5835 \cdot 1500^3}{3 \cdot 210000 \cdot 645460} = 4.84 mm \qquad \text{(Eq.A.3.16.)}$$

L'augment de la inèrcia del perfil mitjançant la utilització d'un perfil amb el doble de cantell redueix la deformació vertical del perfil sota càrrega en un 80%. El valor obtingut dóna una cota superior de la deformació real, doncs no es coneix el repartiment d'esforços entre els radis del conjunt ni es té en compte la presència dels elements elàstics situats sota la banda de rodadura.

A.3.2 CÀLCUL PER ELEMENTS FINITS

A.3.2.1 GEOMETRIA, ENLLAÇOS I FORCES EXTERIORS APLICADES

La geometria entrada al programa ANSYS 5.5. és la mateixa que en el cas original. L'únic canvi introduït és la variació de les propietats dels radis, ja que la secció i la inèrcia a flexió varien.

L'aspecte de la geometria del conjunt és el que es pot veure a la Fig. A.5.:

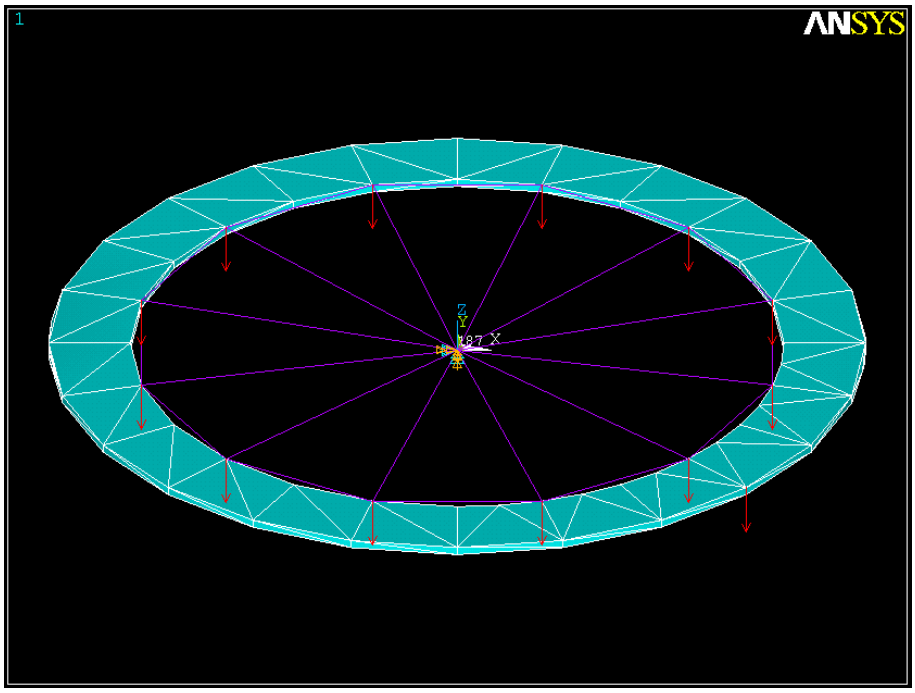


Fig. A.5. Vista de la geometria, els enllaços, les càrregues exteriors i el mallat entrat en el programa ANSYS 5.5.

A.3.2.2 RESULTATS OBTINGUTS

Al igual que en el cas original es busquen les reaccions i les forces exteriors per comprovar la validesa de la geometria aplicada. També es busca el desplaçament vertical dels nodes i les tensions a què els elements es veuen sotmesos durant el funcionament de la màquina, per tal de poder fer una comparació dels dos casos simulats.

En la Fig. A.6. es pot observar una vista de la deformada del conjunt sota la càrrega indicada en les hipòtesis i la introducció d'aquest apartat.

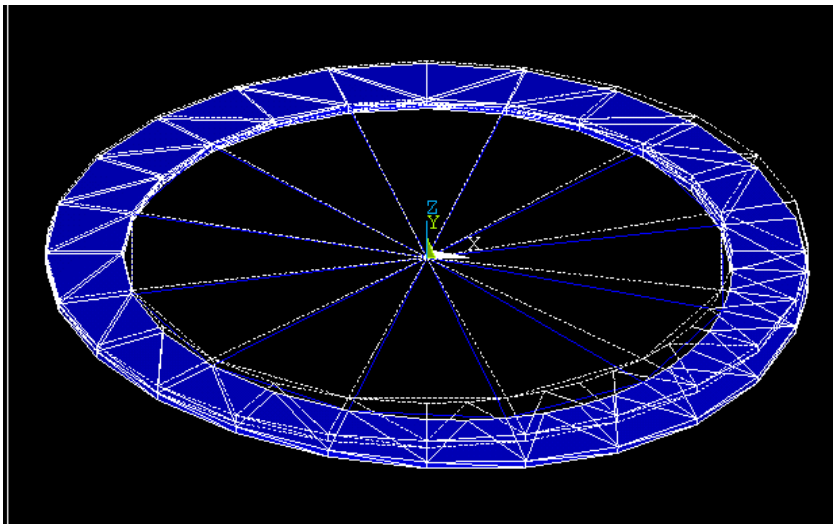


Fig. A.6. Vista de la deformada del conjunt

En la Fig. A.7 s'observa la deformació de l'estructura mitjançant un mapa de colors. La deformació vertical màxima obtinguda és de 1,144 mm en el sentit negatiu de l'eix i en aquell punt on es troba el contacte de la superfície amb el pneumàtic.

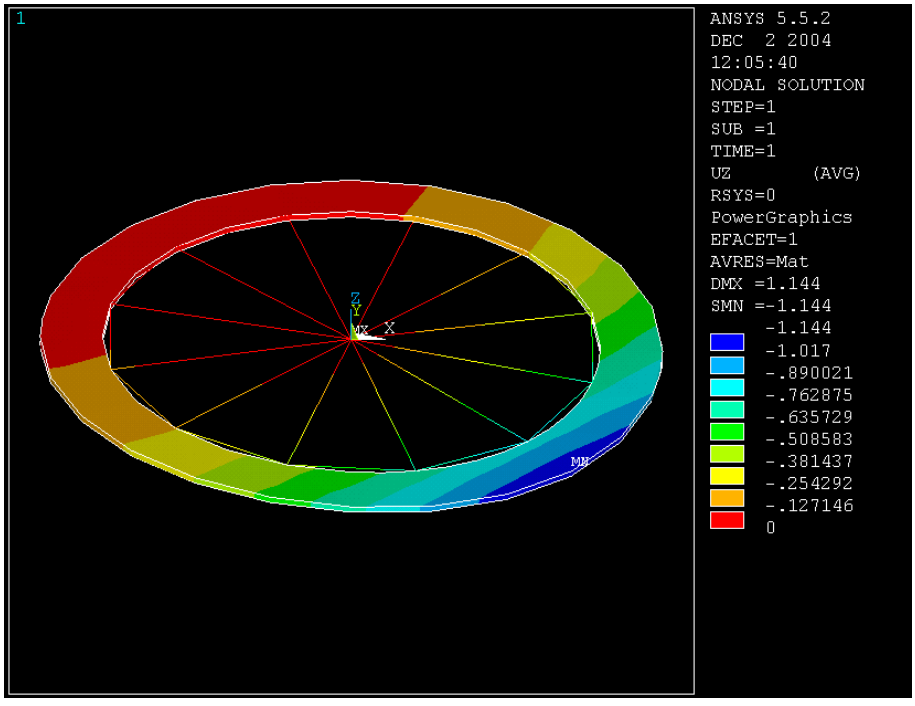


Fig. A.7. Mapa de deformació vertical de l'estructura

Finalment, a la Fig. A.8. es presenta la distribució de les tensions en el conjunt.

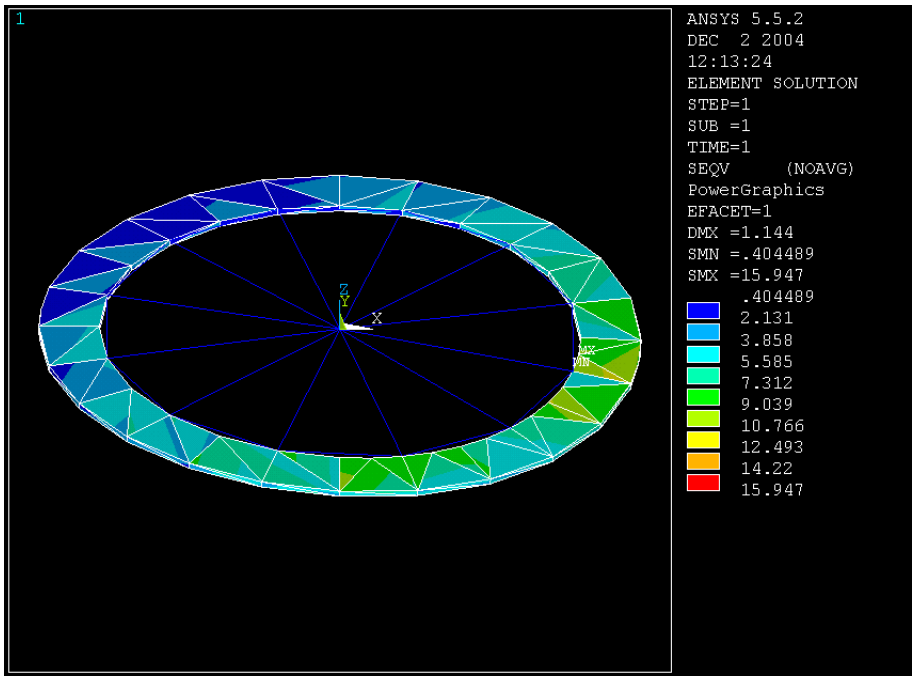


Fig. A.8. Mapa de tensions del conjunt sota càrrega

Els resultats numèrics que s'han buscat amb el programa ANSYS són els mateixos que en el cas original. Aquests valors corresponen a les reaccions, tant forces com moments, el desplaçament vertical del nodes, per veure quina es la deformació del conjunt, i les càrregues aplicades.

Tal i com s'ha definit la geometria en el programa, l'únic node que té reaccions exteriors és el node que uneix els 12 radis. Per al programa, aquest és el node 187. Aquest és el node que suporta les forces i els moments d'enllaç tot i que a la realitat aquest punt es reparteix la càrrega amb els punts de contacte amb els pneumàtics col·locats sota la pista i que s'han menystingut com s'ha explicat anteriorment. Així doncs:

Forces:

NODE	FX	FY	FZ
187	-0.21788E-06	0.91191E-07	15020.

Taula A.8: Reaccions exteriors

Moments:

NODE	MX	MY	MZ
187	-0.53033E+07	-0.53033E+07	0.10693E-03

Taula A.9: Moments d'enllaç

Desplaçament vertical:

NODE	UZ
1	0.72900
2	0.73358
3	0.91710
4	1.0760
5	1.1443
6	1.0630
7	0.90295
8	0.10321
9	0.13228
10	0.18209
11	0.26836
12	0.38424
13	0.54144
14	0.090465
15	0.077271
16	0.075960
17	0.079897
18	0.085468
19	0.091511
20	0.56599
21	0.41665
22	0.27959
23	0.18544
24	0.12785
25	0.58740
26	0.10157
27	0.46531
28	0.34312
29	0.25039
30	0.18161
31	0.13181
32	0.10950
33	0.085227
34	0.078142
35	0.077859
36	0.082540
37	0.092224
38	0.57405
39	0.14001
40	0.18455
41	0.24929
42	0.34079
43	0.44965
44	0.63854
45	0.69651
46	0.75131
47	0.79343
48	0.81754
49	0.82509
50	0.81650
51	0.79347
52	0.75547
53	0.70346
54	0.64826
55	0.73360
56	0.090470
57	0.56600
58	0.41663
59	0.27959
60	0.18545
61	0.12786
62	0.10322
63	0.077276
64	0.075966
65	0.079904
66	0.085477
67	0.09151
68	0.72901
69	0.13228
70	0.18208
71	0.26835
72	0.38424
73	0.54144
74	0.91711
75	1.0760
76	1.1443
77	1.0630
78	0.90294
79	0.57403
80	0.58740
81	0.63852
82	0.69651
83	0.75133
84	0.79347
85	0.81755
86	0.82509
87	0.81653
88	0.79345
89	0.75547
90	0.70345
91	0.64826
92	0.10951
93	0.14001
94	0.18453
95	0.24930
96	0.34079
97	0.44967
98	0.10158
99	0.085233
100	0.078154
101	0.077862
102	0.082552
103	0.092232
104	0.46533
105	0.34308
106	0.25039
107	0.18162
108	0.13181
109	0.10320
110	0.10320
111	0.73355
112	0.73355
113	0.72234
114	0.72080
115	0.10210
116	0.10216
117	0.70853
118	0.098471
119	0.69318
120	0.096476
121	0.74461
122	0.74387
123	0.10434
124	0.10450
125	0.78567
126	0.10587
127	0.81287
128	0.10773
129	0.10949
130	0.10950
131	0.58740
132	0.58740
133	0.57747
134	0.57549
135	0.10746
136	0.56499
137	0.53243
138	0.10044
139	0.59697
140	0.59483
141	0.11134
142	0.11063
143	0.61505
144	0.12039
145	0.11001
146	0.10773
147	0.11440
148	0.10909
149	0.10490
150	0.62916
151	0.61380
152	0.63405
153	0.70422
154	0.71506
155	0.69049
156	0.68172
157	0.10792
158	0.10781
159	0.12601
160	0.64103
161	0.61524
162	0.61624
163	0.61849
164	0.60357
165	0.10072
166	0.10387
167	0.10301
168	0.10440
169	0.10542
170	0.61493
171	0.10331
172	0.10575
173	0.10397
174	0.58548
175	0.63716
176	0.66061
177	0.68490
178	0.10586
179	0.10507
180	0.62942
181	0.66492
182	0.10880
183	0.10831
184	0.60592
185	0.10706
186	-0.64928
187	0.0000

Taula A.10: Desplaçament vertical dels nodes

El valor màxim de desplaçament vertical és de 1,1443 mm i correspon al node 76 de la Taula A.10. El valor del desplaçament en el node 187 és nul, doncs és el node fixat a l'exterior, i per tant, té el desplaçament vertical bloquejat.

Càrregues als nodes

NODE	FZ	NODE	FZ	NODE	FZ	NODE	FZ
76	5000.0	82	835.00	86	835.00	90	835.00
93	835.00	95	835.00	97	835.00	99	835.00
101	835.00	103	835.00	104	835.00	106	835.00
108	835.00	187	-15020.				

Taula A.11: Forces exteriors en els nodes de la geometria

A.4 CAS 40x40 REFORÇAT

Com a segona alternativa es presenta la possibilitat d'arriostrar l'estructura col·locant uns perfils que augmentin la rigidesa del conjunt. Aquests perfils treballen en part a tracció i per tant és com si actuessin de tirants. D'aquesta manera s'aconseguirà disminuir el desplaçament vertical de la part externa del conjunt.

Com que la col·locació la deformació de les barres és molt menor quan aquestes treballen a tracció i per no augmentar massa pes i inèrcia de l'estructura per tal de no haver de sobredimensionar el motor, es creu que serà suficient amb mantenir els radis de perfil 40x40x4 mm i implementar els tirants amb els mateixos perfils de 40x40x4 mm.

D'altra banda, per aprofitar al màxim el nombre d'elements disponibles en la versió educacional d'ANSYS 5.5. es suprimeixen els reforços inferiors de la pista. Així s'aconsegueix que el nombre d'elements sigui el mateix, doncs es substitueixen els 12 reforços inferiors pels 12 tirants.

En aquest cas, la geometria presenta l'aspecte de la Fig. A.9., on el punt d'unió dels tirants es troba 500 mm per sobre de la pista de rodadura.

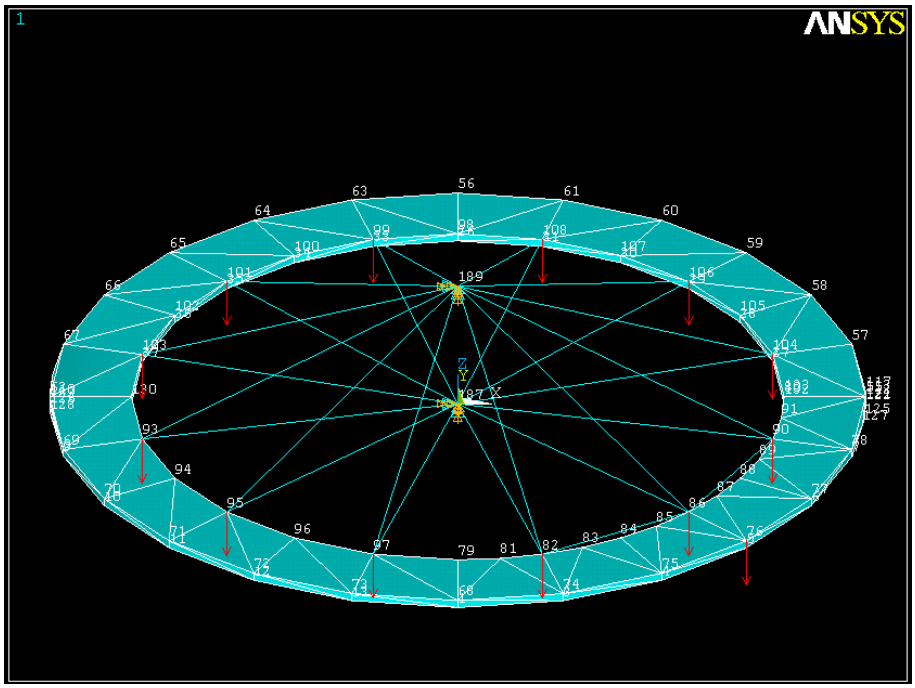


Fig. A.9. Geometria, enllaços, càrregues externes i mallat del cas reforçat

A.4.1 CÀLCUL PER ELEMENTS FINITS

Al igual que en els dos casos anteriors, els resultats que es volen obtenir amb aquesta simulació són els valors de desplaçament vertical dels nodes, les tensions als elements i finalment el valor de les forces externes i reaccions del conjunt per a comprovar la correcció del cas.

Primerament, es presenta a la Fig. A.10 una vista de la deformada del conjunt, on també pot apreciar-se el mallat utilitzat.

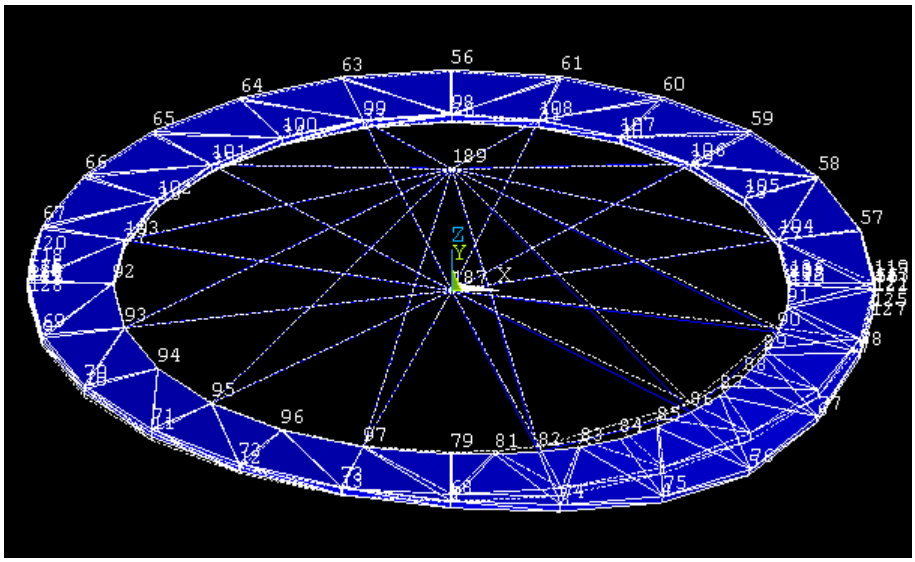


Fig. A.10. Vista de la deformada del conjunt

En aquesta figura es veu que la rigidesa del conjunt ha augmentat molt davant de càrregues verticals, doncs la zona deformada per la força del pneumàtic es redueix considerablement.

Aquesta observació a primer cop d'ull es reafirma si s'analitzen els valors de desplaçament vertical mostrats a la Fig. A.11 i tabulats més endavant, on s'aprecia que aproximadament tres quartes parts del disc no es deforma i el quadrant restant té una deformació molt petita. S'ha de recordar que els reforços inferiors, que són perfils d'acer, s'han tret del model i que la seva presència hagués disminuït encara més aquesta deformació.

A la Fig. A.11. es mostra el mapa de deformació del conjunt que s'ha obtingut com a resultat de la simulació:

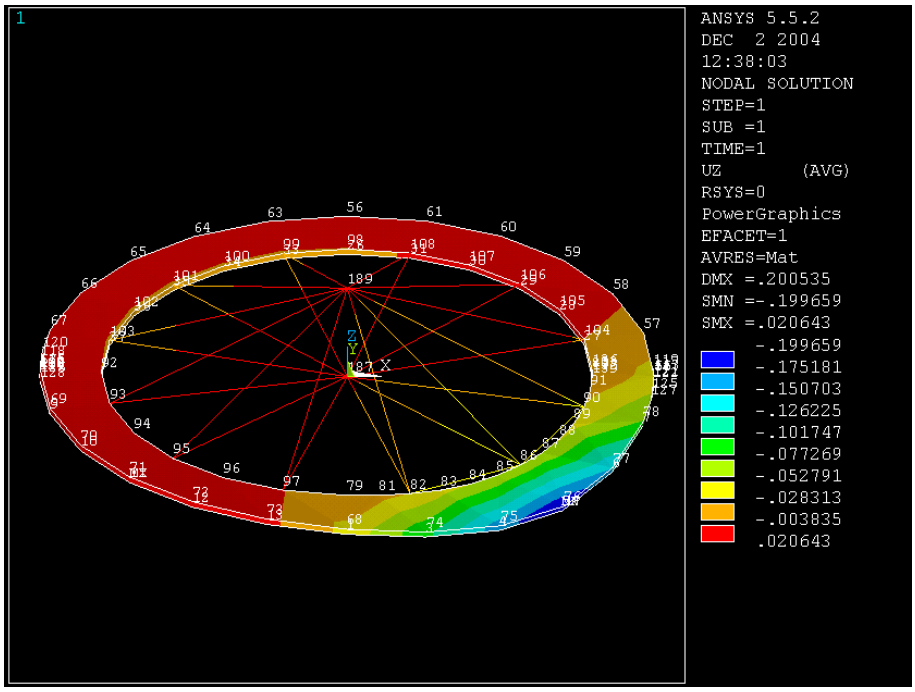


Fig. A.11. Mapa de deformació del conjunt simulat amb ANSYS 5.5.

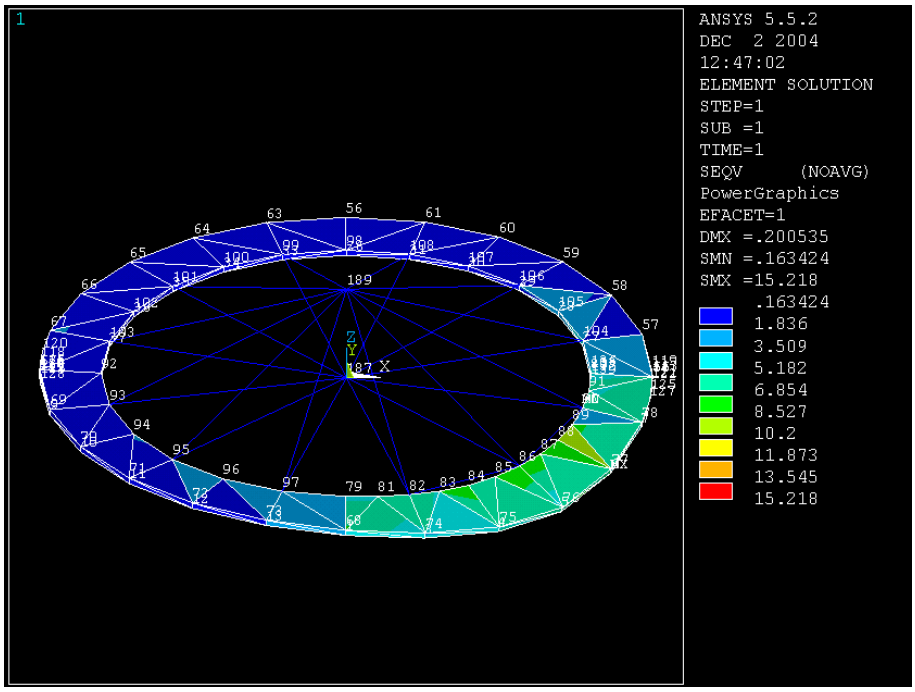


Fig. A.12. Mapa de tensions del conjunt

Els resultats numèrics proporcionats pel programa d'elements finits són els que es presenten a continuació tabulats.

En primer lloc es busquen les reaccions. En aquest cas hi ha dos nodes que presenten restriccions de desplaçament i de gir, que són els nodes que fan d'unió dels radis i dels tirants. Aquests nodes corresponen als números 187 (node inferior) i 189 (node superior).

Forces:

NODE	FX	FY	FZ
187	11052	-11019	-76.505
189	-11052	11019	15097
TOTAL VALUES	0.17535E-07	-0.16371E-08	15020

Taula A.12. Valor de les forces

Moments:

NODE	MX	MY	MZ
187	0.12855E+06	0.13671E+06	1427.2
189	77865	86080	-1427.2
TOTAL VALUES	0.20641E+06	0.22279E+06	-0.25951E-04

Taula A.13. Valor dels moments

Desplaçament vertical:

NODE	UZ	NODE	UZ	NODE	UZ	NODE	UZ
1	-0.34414E-01	49	-0.53188E-01	97	-0.25500E-02	145	0.89272E-02
2	-0.36087E-01	50	-0.52765E-01	98	-0.43096E-02	146	0.59300E-02
3	-0.95370E-01	51	-0.50414E-01	99	-0.51903E-02	147	0.66165E-03
4	-0.16466	52	-0.43043E-01	100	-0.51846E-02	148	0.11281E-02
5	-0.19966	53	-0.30911E-01	101	-0.55847E-02	149	0.11624E-01
6	-0.14969	54	-0.20144E-01	102	-0.53803E-02	150	-0.18166E-01
7	-0.78381E-01	55	-0.36089E-01	103	-0.50378E-02	151	-0.15918E-01
8	0.17820E-01	56	0.11593E-01	104	-0.38303E-02	152	-0.19352E-01
9	0.18269E-01	57	-0.14815E-01	105	-0.62128E-03	153	-0.31204E-01
10	0.19718E-01	58	0.13042E-02	106	-0.19020E-03	154	-0.33004E-01
11	0.20643E-01	59	0.14224E-01	107	-0.18665E-02	155	-0.28840E-01
12	0.17686E-01	60	0.16769E-01	108	-0.34501E-02	156	-0.27650E-01
13	0.25616E-02	61	0.14535E-01	109	0.17819E-01	157	0.83018E-03
14	0.11587E-01	62	0.17828E-01	110	0.17821E-01	158	0.14537E-02
15	0.12207E-01	63	0.12215E-01	111	-0.36070E-01	159	0.66255E-02
16	0.13085E-01	64	0.13091E-01	112	-0.36068E-01	160	-0.19446E-01
17	0.13944E-01	65	0.13952E-01	113	-0.34256E-01	161	-0.15728E-01
18	0.15333E-01	66	0.15345E-01	114	-0.34009E-01	162	-0.15428E-01
19	0.17054E-01	67	0.17061E-01	115	0.17732E-01	163	-0.16707E-01
20	-0.14811E-01	68	-0.34411E-01	116	0.17736E-01	164	-0.14161E-01
21	0.13096E-02	69	0.18275E-01	117	-0.32067E-01	165	0.10179E-01
22	0.14229E-01	70	0.19716E-01	118	0.17446E-01	166	0.78468E-02
23	0.16767E-01	71	0.20641E-01	119	-0.29714E-01	167	0.45553E-02
24	0.14529E-01	72	0.17683E-01	120	0.17308E-01	168	0.13528E-01
25	-0.11363E-01	73	0.25612E-02	121	-0.37737E-01	169	0.88601E-02
26	-0.43071E-02	74	-0.95368E-01	122	-0.37621E-01	170	-0.16849E-01
27	-0.38441E-02	75	-0.16464	123	0.17817E-01	171	0.13321E-01
28	-0.64252E-03	76	-0.19963	124	0.17814E-01	172	0.13517E-01
29	-0.19830E-03	77	-0.14968	125	-0.45418E-01	173	0.14764E-01
30	-0.18704E-02	78	-0.78366E-01	126	0.17810E-01	174	-0.11444E-01
31	-0.34546E-02	79	-0.10033E-01	127	-0.51707E-01	175	-0.20876E-01
32	-0.40348E-02	80	-0.11354E-01	128	0.17809E-01	176	-0.23693E-01
33	-0.51907E-02	81	-0.18619E-01	129	-0.40345E-02	177	-0.27021E-01
34	-0.51853E-02	82	-0.28750E-01	130	-0.40338E-02	178	0.16904E-02
35	-0.55850E-02	83	-0.42153E-01	131	-0.11362E-01	179	0.42967E-02
36	-0.53834E-02	84	-0.51336E-01	132	-0.11357E-01	180	-0.18562E-01
37	-0.50435E-02	85	-0.53519E-01	133	-0.10480E-01	181	-0.23800E-01
38	-0.10061E-01	86	-0.53211E-01	134	-0.10313E-01	182	-0.17622E-02
39	-0.31776E-02	87	-0.52802E-01	135	-0.41260E-02	183	-0.39528E-03
40	-0.25961E-02	88	-0.50391E-01	136	-0.94276E-02	184	-0.14654E-01
41	-0.25636E-02	89	-0.43032E-01	137	-0.69840E-02	185	0.84915E-02
42	-0.18048E-02	90	-0.30901E-01	138	-0.44762E-02	186	-0.21703E-01
43	-0.25705E-02	91	-0.20142E-01	139	-0.12354E-01	187	0.0000
44	-0.18645E-01	92	-0.40335E-02	140	-0.12123E-01	189	0.0000
45	-0.28744E-01	93	-0.31798E-02	141	-0.39445E-02		
46	-0.42153E-01	94	-0.25894E-02	142	-0.39780E-02		
47	-0.51315E-01	95	-0.25507E-02	143	-0.14626E-01		
48	-0.53514E-01	96	-0.17805E-02	144	-0.36074E-02		

Taula A.14: Desplaçament vertical dels nodes

El valor de desplaçament màxim és de 0.2mm en el sentit negatiu de l'eix z.

Forces aplicades:

NODE	FZ	NODE	FZ	NODE	FZ	NODE	FZ
76	5000.0	82	835.00	86	835.00	90	835.00
93	835.00	95	835.00	97	835.00	99	835.00
101	835.00	103	835.00	104	835.00	106	835.00
108	835.00	187	76.505	189	-15097		

Taula A.15: Resum de forces aplicades a l'estructura

A.5 RESUM DE RESULTATS

L'objectiu d'aquest anàlisi estàtic ha estat probar diferents configuracions de l'estructura que suporta la superfície de rodadura per tal de determinar quina proporcionar una millor relació entre rigidesa per una banda i dificultat de muntatge i cost per l'altra.

A la Taula A.16 es mostren els resultats resumits de les alternatives proposades:

ALTERNATIVA	DESPLAÇAMENT VERTICAL (mm)
Cas 1: Perfil de 40x40x4	4.5618
Cas 2: Perfil de 80x40x4	1.1443
Cas 3: Perfil de 40x40x4 reforçat	0.1993

Taula A.16: Resum de valors obtinguts

L'alternativa 1, que recordem que es el cas del perfil de 40x40x4 mm com a radi, és l'alternativa que té una inèrcia menor i que per tant, necessitarà de menys temps per accelerar el conjunt o bé de la col·locació d'un motor menor. El coeficient de seguretat és petit i més tenint en compte que l'assaig és dinàmic i que apareixerà fatiga en els radis.

L'alternativa 2, que és la que té per radis perfils de 40x80x4 mm, té unes deformacions

verticals molt més petites i el coeficient de seguretat és més elevat. La dificultat constructiva d'aquesta alternativa és exactament la mateixa que la de l'alternativa 1 i la massa del conjunt augment en 2,5 kg/m de radi. Comptant que hi ha 12 radis d'una longitud unitària real d'1 m, aquest canvi representa un augment de massa de 30 kg, que representa un augment del 3% en la massa total del conjunt, passant de 1000 a 1030 kg.

L'alternativa 3, que és la que té per radis perfils de 40x40x4 mm i tirants de 40x40x4 també, és la que presenta una major rigidesa doncs la seva deformació és la més petita de totes al tenir alguns dels seus perfils treballant a tracció i no només a flexió. Aquesta alternativa significa augmentar la massa del conjunt en uns 65 kg doncs s'ha de doblar el nombre de perfils. A més es presenta la dificultat constructiva de les unions de tirants i radis i haver d'alinear els dos punt de rotació dels perfils amb l'eix motor.

Un cop vistos els punts forts de cada alternativa i les dificultats que comporta cadascuna es tria l'alternativa 2 com a solució constructiva del banc d'assaig de pneumàtics dissenyat en aquest projecte.

A.6 BIBLIOGRAFÍA

DEPARTAMENT D'ELASTICITAT I RESISTENCIA DE MATERIALS. *Tablas.* Barcelona, CPDA, 1999.

SWANSON ANALYSIS SYSTEMS. *ANSYS User's Manual for Revisión 5.0.* 1992

B ANNEX B: CÀLCUL DE TENSIONS A LA MÀQUINA

A continuació es fa l'estudi de tensions d'algunes peces de la màquina, aquelles que representen un clar exemple del mètode per calcular aquest tipus de tensió i a més presenten un coeficient de seguretat més petit.

Aquest apartat es completa amb l'Annex A, on s'ha presentat un estudi comparatiu realitzat amb elements finits de diferents configuracions de la plataforma de rodadura del banc d'assaig de pneumàtics.

B.1 ESTUDI DE TENSIONS ESTÀTIQUES

En aquest apartat es calculen algunes de les peces de la màquina dissenyada, aquelles que es creuen que serveixen d'exemple per les altres, doncs la metodología de càlcul és semblant. No s'inclou cap peça de les incloses en l'Annex A, de càlculs amb elements finits.

B.1.1 PERFIL VERTICAL DEL BRAÇ

Aquesta primera peça de què s'estudien les tensions del banc d'assaig correspon a la peça (1) de la Fig. 4.13 de la Memòria d'aquest projecte i amb el plànol 4 de l'Annex E. Tot i així, en la Fig. B.1. es presenta una vista d'aquesta peça:

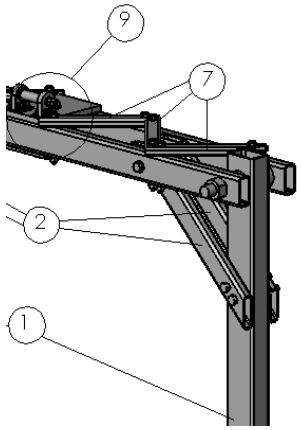


Fig. B.1. Vista del perfil vertical del braç.

A partir de la Fig. B.1. es pot ubicar la peça dins de la màquina i així veure les seves tensions, que es mostren més endavant. Aquesta peça és la que suport la força de la molla quan comprimeix el pneumàtic contra la plataforma de rodadura i per tant, en el pitjor dels casos, quan s'estigui assajant un pneumàtic de vehicle de turisme, aquesta càrrega serà d'aproximadament 400 kg, que s'arrodoneix a 4000 N. Però com que hi ha un suport a cada extrem del braç, aquesta força es veu reduïda a la meitat, i per tant, els càlculs es realitzen amb 2000 N.

En primer lloc es presenta el diagrama de sòlid rígid de la peça:

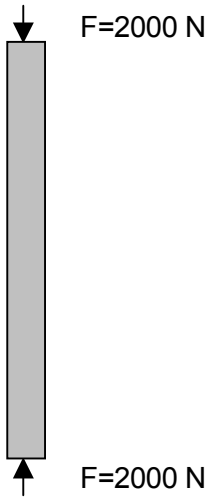


Diagrama. B.1. Diagrama de sòlid rígid del perfil vertical del braç

Les forces marcades en el Diagrama B.1. corresponen al pitjor cas, que és quan s'està assajant un pneumàtic de cotxe, doncs la força externa aplicada és la màxima que ha de suportar la peça.

Amb aquesta força s'obté una tensió de:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{2000}{(120 \cdot 80) - (104 \cdot 64)} = 0.68 N/mm^2 \qquad \text{(Eq.B.1.)}$$

Aquest és un valor de tensió molt petit respecte la resistencia de l'acer i no es fan més comprobacions per aquesta peça.

B.1.2 PERFIL HORITZONTAL DEL BRAÇ

Aquesta peça de què s'estudien les tensions que pateix durant el funcionament del banc d'assaig correspon a la peça (8) de la Fig. 4.13. de la Memòria d'aquest projecte. A la Fig. B.2. es presenta un detall de la peça muntada en el conjunt.

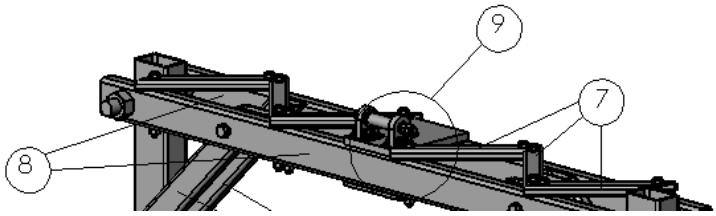


Fig. B.2. Vista del perfil horitzontal del braç

Aquesta peça està situada a la part alta del braç i ha de suportar l'esforç que li transmet la molla, amb les mateixes càrregues que en la peça anterior, però en aquest cas, a flexió. A més a més de l'estudi de tensions també es calcula la deformació que pateix la peça, doncs la deformació pot afectar a la distancia entre braç i pneumàtic i variar la càrrega aplicada sobre aquest durant l'assaig.

Aquesta peça és un perfil estàndard d'acer de 100x50x5 mm i es tractarà com una biga suportada pels extrems, amb una llum de 1820 mm i es recorda que hi ha dos perfils iguals col·locats en paral·lel.

Primerament es presenta el diagrama de solid lliure d'aquesta peça:

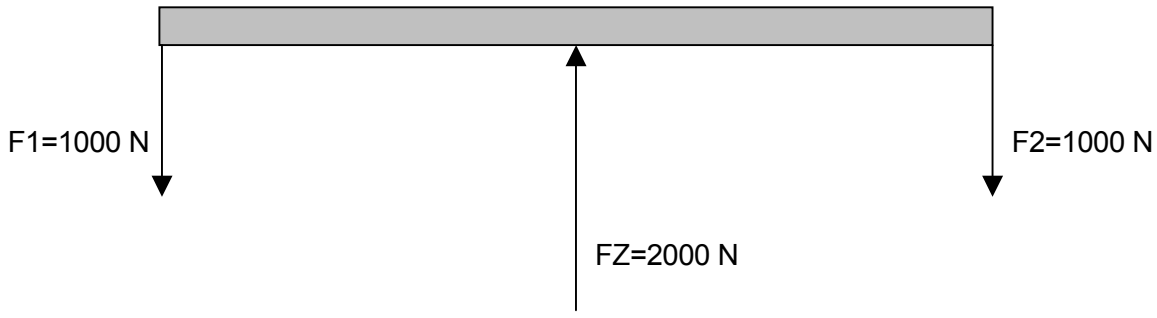
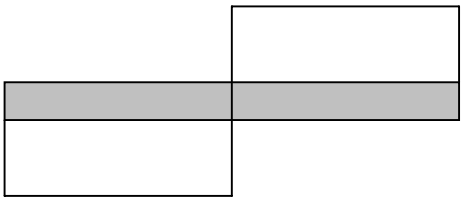


Diagrama B.2. Diagrama de sòlid lliure del perfil horitzontal.

Amb aquesta distribució de forces, els diagrames de forces tallants i de moments flectors queden de la següent manera:

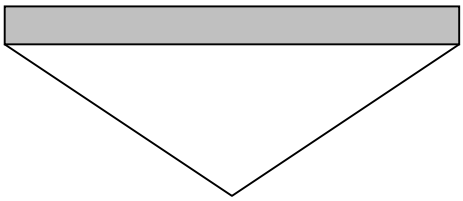
Diagrama d'esforç tallant

F1=1000 N



F=-1000 N

Diagrama de moments flectors



M=910000 Nmm

Diagrama B.3. i B.4: Diagrama de tallants i moment flector

I la tensió de tracció-compressió que es dona a la peça, a la part més externa és de:

$$\sigma_c = \frac{M}{w_z} = \frac{910000}{31516} = 28.87 N/mm^2 \qquad \text{(Eq.B.2.)}$$

El coeficient de seguretat, suposant una resistencia de la peça de 500N/mm^2 és de:

$$Cs = \frac{500}{28.87} = 17.32 \qquad \text{(Eq.B.3.)}$$

Un cop vist que la peça aguanta les forces aplicades, es passa a veure quina és la deformació que pateix la peça en situació de treball. La deformació máxima s'experimentarà en el punt central del perfil i té un valor de:

$$y_{\max} = \frac{Fl^3}{48EI} = \frac{2000 \cdot 1810^3}{48 \cdot 210000 \cdot 157583} = 7.46mm \qquad \text{(Eq.B.4.)}$$

B.1.3 PLACA VERTICAL DEL SUPORT DEL MOTOR DE LA RODA

Aquesta placa peça de què s'estudien les tensions que pateix durant el funcionament del banc d'assaig correspon a la peça 5 de la Fig. 4.23 de la Memòria d'aquest projecte. Aquí es tracta un cas de tensions peculiar dins la màquina, doncs la força que es té és de compresió en la cara prima i per tant, hi ha la possibilitat de què vincli, que es comprova a continuació. A la Fig. B.3. es presenta un vista de la peça a la màquina.

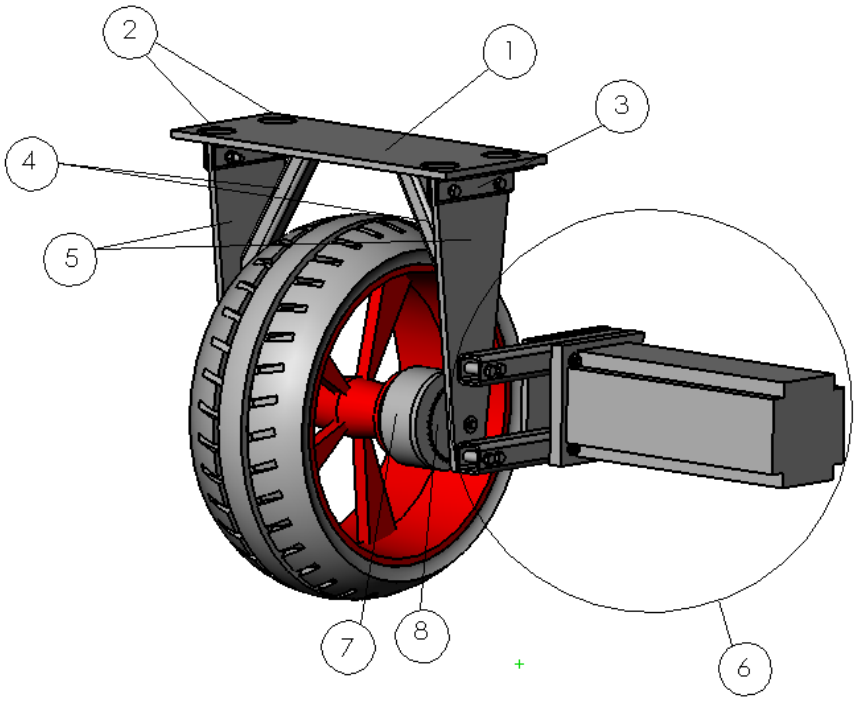


Fig. B.3. Vista de la placa vertical del suport de la roda

Per realitzar el càlcul es partirà del cas més desfavorable per la peça. Aquest cas és quan s'està realitzant un assaig amb un angle de caiguda de 0 amb pneumàtic de cotxe, que és quan s'aplica més càrrega. Aquesta peça ha de suportar la meitat de la càrrega de la roda, doncs hi ha dues plaques col·locades de manera simètrica, i és per això que la força és la mateixa que en els casos anteriors.

Així doncs:

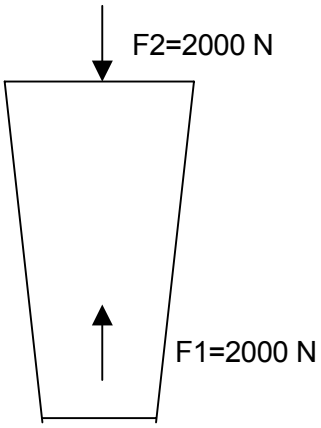


Diagrama B.5.: Diagrama de sòlid lliure de la placa

La placa té un espessor de 10mm i una amplada mínima de 50mm (per veure mides detallades de la peça consultar l'Annex de plànols). Per tant, la secció mínima és 500mm^2, que tot i que aquesta no és la real per fer el càlcul doncs l'eix transmet la força en un punt de més amplada de la placa, s'agafarà aquesta per tenir més seguretat. Per tant:

$$\sigma_c = \frac{F}{A} = \frac{2000}{500} = 4N/mm^2 \qquad \text{(Eq.B.5.)}$$

La tensió a compressió és molt petita i no hi ha risc que la peça pandegi.

B.1.4 EIX DE LA RODA

En aquest apartat es presenta una peça del banc d'assaig que és fàcilment intercanviable. Per tant de fer aquest element segur, es faran els càlculs amb les mides d'un eix de roda de motocicleta, tot i que es calculin càrregues de pneumàtic de cotxe, que té una secció d'eix més gran. Així hi haurà un marge de seguretat molt major, doncs aquest és un element crític del conjunt, i que la seva fallada podria provocar un accident greu.

Aquesta peça es mostra a la Fig. B.4.

Fig. B.4. Eix de la roda

El primer pas és determinar la secció crítica de la peça. Per a poder determinar-la es presenten els diagrames d'esforç tallant i moment flector, menystenint el moment torsor provocat pel parell motor a l'eix.

Diagrama del sòlid rígid de l'eix, suposant que es fa un assaig d'un pneumàtic de cotxe:

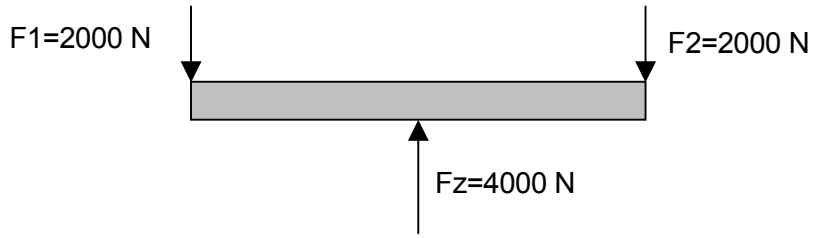


Diagrama B.6.: Diagrama de sòlid lliure de l'eix

Diagrama d'esforç tallant

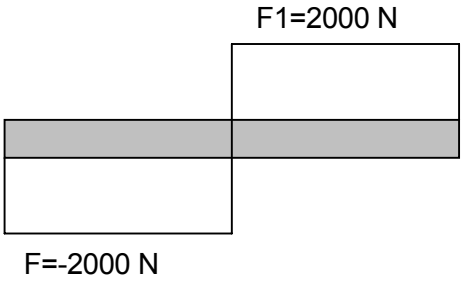


Diagrama de moments flectors

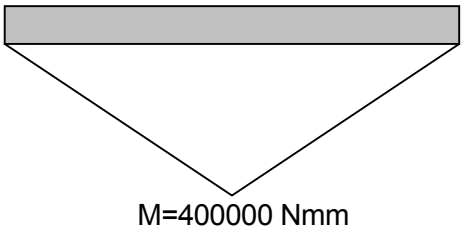


Diagrama B.7 i B.8: Diagrames de tallants i moments flectors

Per tant, la secció crítica d'aquesta peça és la secció central de l'eix. A continuació es calculen les tensions que es tenen en aquesta secció, tenint un diàmetre en aquest punt de 20mm. Així doncs:

$$F1 = F2 = 2000N \qquad \text{(Eq.B.6.)}$$

que provoca un esforç tallant de:

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{2000 \cdot 4}{\pi \cdot 20^2} = 6,36 N/mm^2 \qquad \text{(Eq.B.7.)}$$

D'altra banda, aquesta força de 2000N provoca un moment flector al punt central de l'eix de:

$$M = F \cdot d = 2000 \cdot (110 + 90) = 400000 N \cdot mm \qquad \text{(Eq.B.8.)}$$

i aquest moment flector provoca una tensió normal variable de:

$$\sigma = \frac{M_f}{w_f} = \frac{400000 \cdot 32}{\pi \cdot 20^3} = 509.3 N/mm^2 \qquad \text{(Eq.B.9.)}$$

Finalment, es calcula la tensió combinada en aquesta secció de l'eix mitjançant la fórmula de Von Misses:

$$\sigma_{comb} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{509.3^2 + 3 \cdot 6.36^2} = 509.4 N/mm^2 \qquad \text{(Eq.B.10.)}$$

Si es considera una tensió per a l'acer d'aquesta peça de $700 N/mm^2$, el coeficient de seguretat estàtic és de:

$$Cs = \frac{700}{509.4} = 1.37 \qquad \text{(Eq.B.11.)}$$

Aquest coeficient de seguretat és petit però acceptable en qualsevol cas, i més tenint en compte els condicionants exposat al començament d'aquest apartat. D'altra banda, s'ha de tenir en compte que aquesta és la pitjor situació en què pot funcionar la peça, doncs amb aquesta es realitzaran assaigs amb pneumàtics de motocicleta. A continuació es presenten els càlculs realitzats per aquesta situació.

Primetament, es presenta el diagrama del sòlid lliure de l'eix, suposant que es fa un assaig d'un pneumàtic de motocicleta:

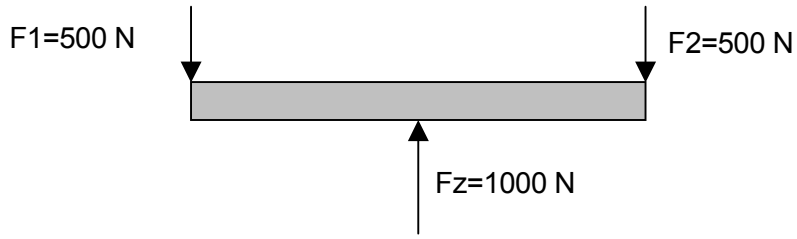


Diagrama B.9: Diagrama de sòlid lliure de l'eix amb càrregues de motocicleta

Diagrama d'esforç tallant

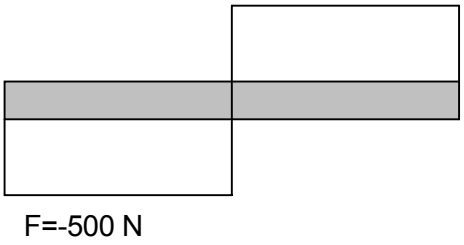


Diagrama de moments flectors

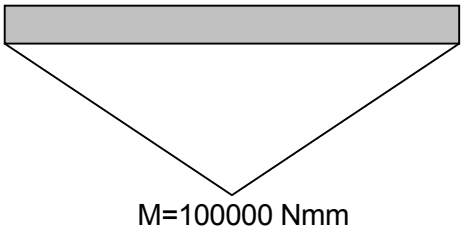


Diagrama B.10. i B.11: Diagrama de tallant i moment flector

Per tant, la secció crítica d'aquesta peça continua sent la secció central de l'eix. A continuació es calculen les tensions que es tenen en aquesta secció seguint el mateix procediment que en el cas anterior:

$$F1 = F2 = 500N \quad \text{(Eq.B.12.)}$$

que provoca un esforç tallant de:

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{500 \cdot 4}{\pi \cdot 20^2} = 1,59 N/mm^2 \quad \text{(Eq.B.13.)}$$

D'altra banda, aquesta força de 2000N provoca un moment flector al punt central de l'eix de:

$$M = F \cdot d = 500 \cdot (110 + 90) = 100000 N \cdot mm \quad \text{(Eq.B.14.)}$$

i aquest moment flector provoca una tensió normal variable de:

$$\sigma = \frac{M_f}{w_f} = \frac{100000 \cdot 32}{\pi \cdot 20^3} = 127.325 N/mm^2 \quad \text{(Eq.B.15.)}$$

Finalment, es calcula la tensió combinada en aquesta secció de l'eix mitjançant la fórmula de Von Misses:

$$\sigma_{comb} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{127.325^2 + 3 \cdot 1.59^2} = 127.35 N/mm^2 \quad \text{(Eq.B.16.)}$$

Si es considera una tensió per a l'acer d'aquesta peça de $700 N/mm^2$, el coeficient de seguretat estàtic és de:

$$Cs = \frac{700}{127.35} = 5.5 \quad \text{(Eq.B.17.)}$$

Aquestes tensions són molt més petites i fan que la peça tingui un coeficient de seguretat major. No es fa el càlcul a fatiga d'aquest eix perquè és una peça intercanviable molt fàcilment i de cost reduït, que aguanta un mínim de 1000 cicles tot i que es fes servir durant l'assaig d'un pneumàtic de cotxe.

$$0.9 \cdot 700 = 630 N/mm^2 > 509.4 N/mm^2 \quad \text{(Eq.B.18.)}$$

B.2 ESTUDI DE FATIGA DE LAS PECES SOTMESES A TENSIONS FLUCTUANTS

Les peces sotmeses a fatiga són totes aquelles peces sotmeses a tensions de valor variable en forma de cicles.

En aquesta obra es calcula l'eix del motor de la roda a fatiga, doncs és una peça que clarament està sotmesa a aquestes condicions en el seu moviment circular amb eix el propi eix i presenta altres càlculs previs que fan la peça més interessant.

B.2.1 EIX DEL MOTOR

El primer pas per calcular l'eix del motor és calcular les forces externes que actuen sobre ell.

La primera força que es calcula és la força tallant que transmet la cadena. El parell nominal del motor de control vectorial emprat és de 10,8 Nm.

$$M = F \cdot r \rightarrow F = \frac{M}{r} = \frac{10.8 Nm}{0.1263/2\, m} = 170.75 N \qquad \text{(Eq.B.19.)}$$

S'assimila la peça a una biga recolzada pels extrems amb una força tangencial al centre de la mateixa. Es suposa que el rodament de la placa de suport del motor i l'eix del propi motor fan de suports. Per tant, la força aplicada a cadascun d'aquests suports és de 85.375 N.

El següent pas és veure la secció crítica de la peça. Per això, es presenten els diagrames d'esforç tallant i de moment flector, doncs el moment torsor provocat pel parell motor és constant en tota la longitud de la peça.

Diagrama del sòlid rígid de l'eix:

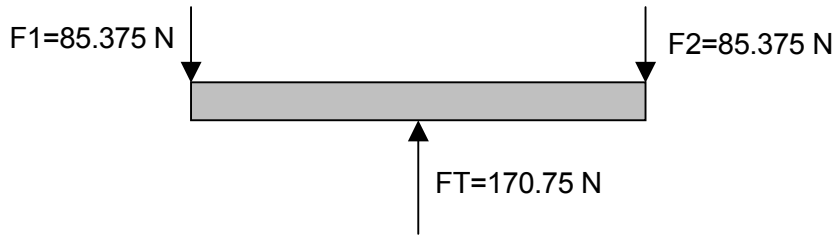
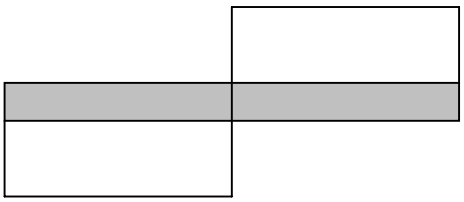


Diagrama B.12.: Diagrama de sòlid lliure de l'eix del motor

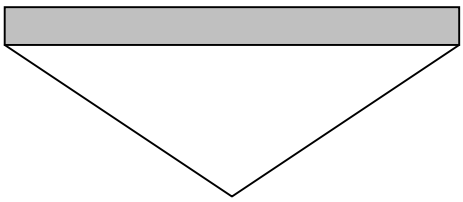
Diagrama d'esforç tallant

F1=85.375 N



F=-85.375 N

Diagrama de moments flectors



M=4268.75 Nmm

Diagrama B.13 i B.14.: Diagrames de tallants i moment flector

Per tant, la secció crítica d'aquesta peça és la secció central de l'eix. A continuació es calculen les tensions que es tenen en aquesta secció:

Es recorda que l'eix té unes dimensions de:

$$L = 100mm \qquad \phi = 20mm$$

Així doncs:

Tensió tallant:

$$\tau_T = \frac{4}{3}\frac{T}{A} = \frac{4}{3}\frac{85.375}{\pi \cdot 10^2} = 0.3623 N/mm^2 \qquad \text{(Eq.B.20.)}$$

$$\tau_m = \frac{M}{w_t} = \frac{10800 \cdot 16}{\pi \cdot 20^3} = 6.875 N/mm^2 \qquad \text{(Eq.B.21.)}$$

$$\tau_{total} = \tau_T + \tau_m = 7.2373 N/mm^2 \qquad \text{(Eq.B22.)}$$

Tensió normal:

$$\sigma = \frac{M_f}{w_f} = \frac{4268.75 \cdot 32}{\pi \cdot 20^3} = 5.435 N/mm^2 \qquad \text{(Eq.B.23.)}$$

I per tant, la tensió combinada calculada segons el criteri de Von Misses és de:

$$\sigma_{comb} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{5.435^2 + 3 \cdot 7.237^2} = 13.66 N/mm^2 \qquad \text{(Eq.B.24.)}$$

que és una tensió baixa per l'acer amb què està construït aquest eix.

Càlcul a fatiga de l'eix:

La situació que es té en aquest estudi de tensions és una força de tensat de la cadena que es suposa constant i un parell motor variable segons l'assaig que s'estigui realitzant, però que es considerarà constant de valor el valor nominal del parell motor.

Així doncs:

Es fixa q=0,7 i es troba Kt=2. Per tant:

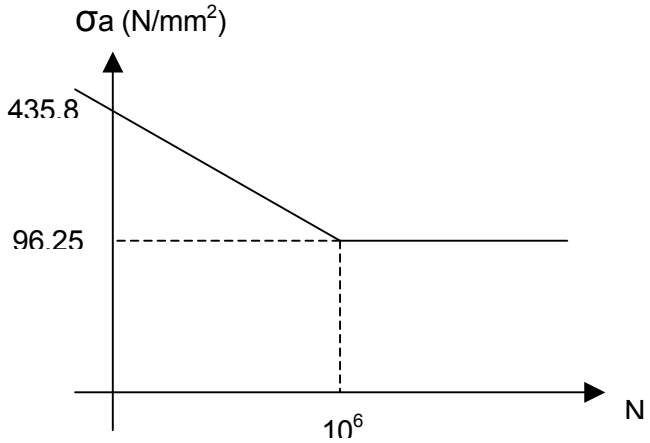
$$Kf = 1 + q(Kt - 1) = 1 + 0.7(2 - 1) = 1.7 \quad \text{(Eq.B.25.)}$$

$$Kf' = 1 + 0.05 \cdot (Kf - 1) = 1.035 \quad \text{(Eq.B.26.)}$$

$$Sf = \frac{0.5 \cdot kl \cdot ks \cdot kd \cdot Rm}{Kf} = \frac{0.5 \cdot 1 \cdot 0.77 \cdot 0.85 \cdot 500}{1.7} = 96.25 N/mm^2 \quad \text{(Eq.B.27.)}$$

$$S_{10^3} = \frac{0.9 \cdot 500}{Kf'} = 434.8 N/mm^2 \quad \text{(Eq.B.28.)}$$

Amb aquestes dades es pot construir la corba de fatiga de la peça:



Gràfic B.1. Gràfic de fatiga de la peça

$$K_{f\sigma} = 1 + q_\sigma (K_{t\sigma} - 1) = 1 + 0.6(2.6 - 1) = 1.96 \qquad \text{(Eq.B.29.)}$$

$$\left.\begin{array}{l} r/d = 0.034 \\ D/d = 1.053 \end{array}\right\} k_{t\sigma} = 2.6 \quad , \quad q_\sigma = 0.6$$

$$K_{f\tau} = 1 + q_\tau (K_{t\tau} - 1) = 1 + 0.8(1.8 - 1) = 1.64 \qquad \text{(Eq.B.30.)}$$

$$\left.\begin{array}{l} r/d = 0.00684 \\ D/d = 1.053 \end{array}\right\} k_{t\sigma} = 1.8 \quad , \quad q_\sigma = 0.8$$

I per tant:

$$\sigma_{a'} = \sqrt{(k_{f\sigma} \cdot \sigma_a)^2 + 3(k_{f\tau} \cdot \tau_a)^2} = 9.85 N/mm^2 \qquad \text{(Eq.B.30.)}$$

Aquest valor de tensió trobat és molt més petit que els aproximadament 163 MPa indicats com a límit. Per tant, aquesta peça del banc d'assaig té una vida infinita.

C ANNEX C: PROPIETATS DE PNEUMÀTICS

C.1 INTRODUCCIÓ

En aquest annex es presenta una classificació dels elements que conformen una roda. El conjunt de la roda està format per dos elements bàsics que són el disc o roda metàl·lica i el pneumàtic.

Les rodes d'un vehicle constitueixen el punt de recolzament per a la transmissió del moviment i per l'acció de frenat. Cumpleixen, per tant, la doble missió de suportar el pes del vehicle i possibilitar el seu desplaçament. Durant el seu funcionament estan sotmeses a esforços constants d'acceleració i desacceleració per frenat, així com a esforços que es produeixen en els canvis de direcció.

La part metàl·lica està formada per la llanda i pel disc, que conjuntament en una sola peça constitueixen la part metàl·lica de la roda que s'uneix a la boixa o tambor del vehicle. La seva missió és rebre directament el moviment de la transmissió i allotjar la cuberta mitjançant el perfil adequat de la llanda.

El conjunt anomenat pneumàtic està format per la coberta que s'adapta a la llanda del disc, amb càmera intermitja o sense ella, i el seu interior ple d'aire a pressió constitueix l'element elàstic de la roda i forma un coixí pneumàtic capaç de suportar la càrrega del vehicle que descansa sobre ella. El pneumàtic té per missió proporcionar una bona superfície de contacte amb el terreny, un elevat coeficient d'adherència, absorbir les petites irregularitats del terreny i proporcionar una ajuda a la suspensió del vehicle.

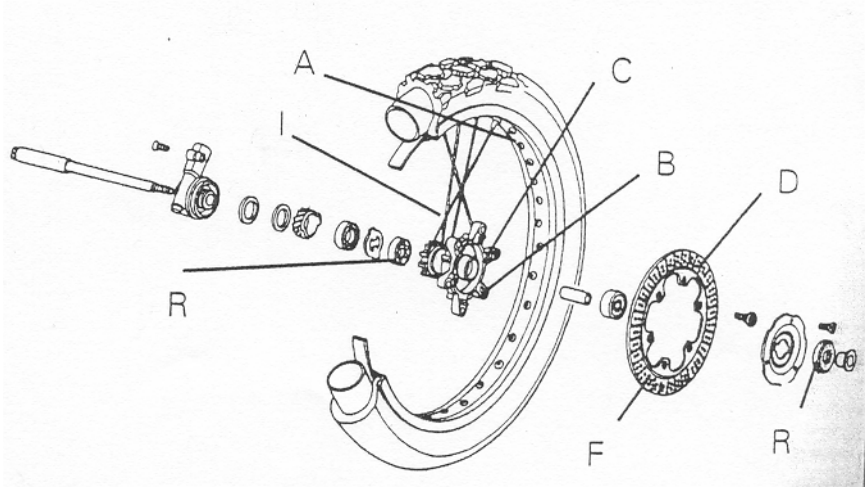


Fig. C.1. Vista general dels elements que formen una roda

C.2 LA RODA METÀL·LICA

És el component metàl·lic giratori que suporta la càrrega i està situat entre el pneumàtic i l'eix. Habitualment és conegut amb el nom de disc de roda. Està format per la llanda (part on s'allotja, recolza i munta la cuberta per formar el conjunt pneumàtic) i el disc o centre de la roda, que serveix d'anclatge a la boixa de la transmissió del vehicle.

Les rodes es fabriquen en diferents materials d'acer estampat o d'aliatge. Segons la forma d'enllaç entre la llanda i la boixa d'amarratge, les rodes es classifiquen en: llandes de disc d'acer templat, llandes d'aliatge i llandes de radis.

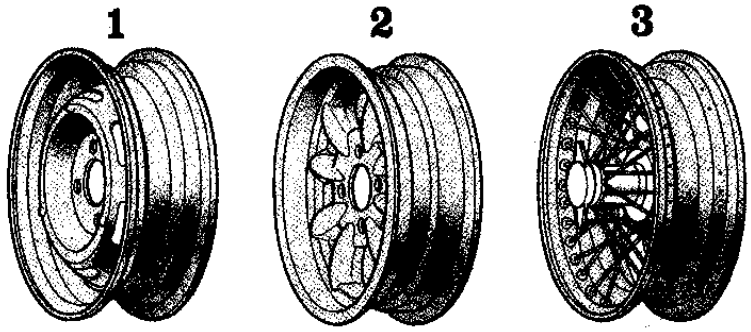


Fig. C.2. Tipus bàsics de llandes: 1, disc d'acer templat; 2, disc d'aliatge; 3, de radis

C.2.1 RODES DE DISC

En les rodes de disc la llanda i el disc s'uneixen per mitjà de reblons, soldadura per arc o soldadura per punts per tal de formar un conjunt únic. Els discs utilitzats en aquest tipus de rodes es fabriquen amb un perfil adequat per l'amarratge i correcte posicionat de la roda respecte al vehicle. En aquest es distingeixen les següents zones que caracteritzen el disc:

- Zona d'amarratge. És la zona central del disc o superfície de recolzament de la roda a la boixa
- Forma del perfil o bombeig. Es coneix com a bombeig del disc a la distància corresponent entre la zona central d'amarratge i el pla longitudinal mig de la llanda.
- Forats per al pas de la vàlvula. És l'obertura practicada en la llanda per a donar accés a la vàlvula d'inflat del penumàtic.

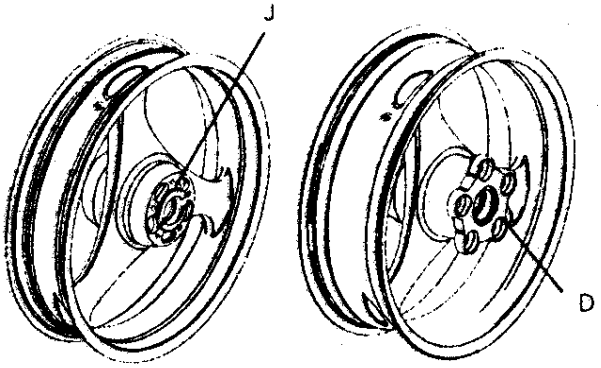


Fig. C.3. Llandes d'aliatge especials per a cadascun dels trens d'una motocicleta amb els anclatges corresponents

Les rodes de disc d'aliatge es fabriquen d'una sola peça de fundició aliada d'alumini o magnesi. Donat el seu menor pes, permeten espessors majors, ampliant la zona de repartiment de tensions i augmentant la seva rigidesa.

C.2.2 RODES DE RADIS

Aquest tipus de rodes està format per la llanda que s'uneix a un cos central mitjançant una sèrie de radis de fil acerats. En aquestes rodes, els esforços a què està sotmès el pneumàtic es transmeten des de la llanda al cub central a través dels radis, la resistència a tracció dels quals és molt major que la seva resistència a compressió. Per tant, i donada la poca resistència que ofereixen aquests a la flexió per separat, van col·locats entrellaçats amb l'objectiu d'aconseguir la resistència adequada.

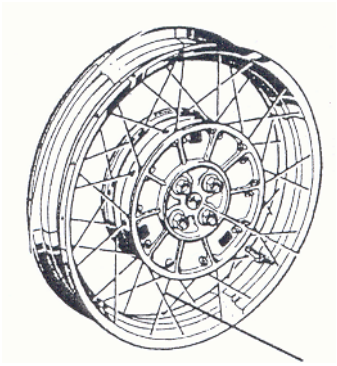


Fig. C.4. Vista d'una llanda de radis

C.2.3 FORMA I CARACTERÍSTIQUES DE LES LLANDES

Les llandes es caracteritzen principalment per la forma del seu perfil, adaptat especialment per què allotgi la coberta. La secció transversal d'aquest perfil està format per unes pestanyes laterals on es recolza el taló de la coberta, una zona plana on s'assenta el taló i la base sitauda entre els assentaments del taló.

En la zona de la base va situat l'orifici que permet el muntatge i sortida de la vàlvula destinada a omplir d'aire l'interior del pneumàtic. La forma i disposició és variable segons el tipus de llanda.

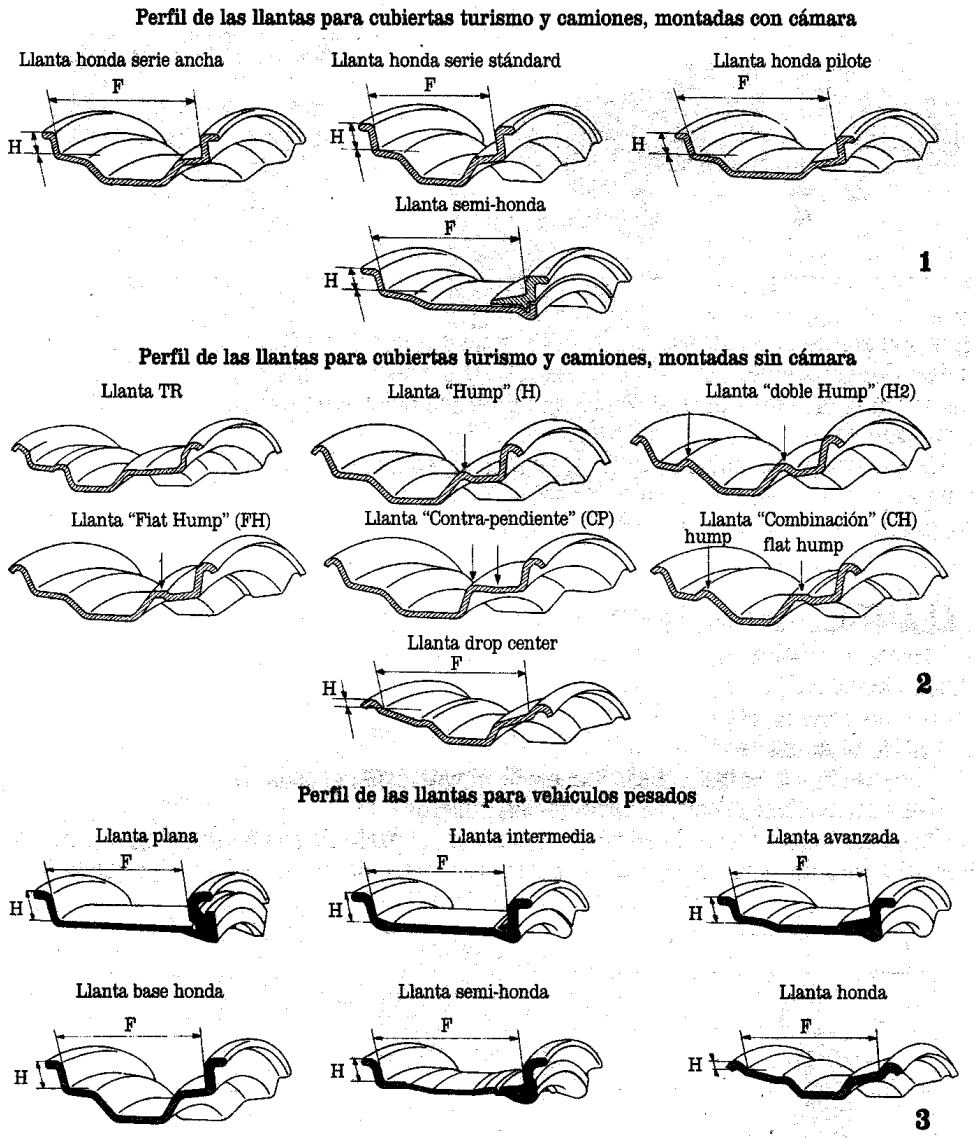


Fig. C.5. Tipus de llandes

C.2.4 NOMENCLATURA DE LES LLANDES

La norma UNE 26 291-80 especifica amb detall les diferents parts d'una llanda, així com les definicions de les principals parts de la mateixa:

- Pestanya: és aquella part de la llanda que proporciona un suport lateral al pneumàtic.
- Assentament del taló: es aquella part de la llanda que proporciona un suport radial al pneumàtic.
- Garganta: és la part de la base de la llanda, la situació de la qual, profunditat i amplada permeten el muntatge i desmuntatge dels talons del pneumàtic sobre la pestanya de la lland, costat del muntage, o la part cònica del assentament.
- Forat de la vàlvula: es el forat o ranura en la llanda que allotja la vàlvula per inflar el pneumàtic.
- Ranura de retenció: ranura de la llanda, en el qual s'encaixen les peces de la mateixa, tals com un arc de tancament o un arc lateral combinat.

A la Fig. C.6. es mostra un exemple de denominació de llanda

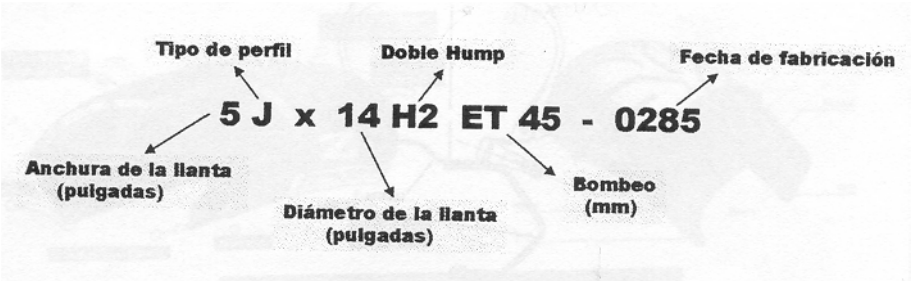


Fig. C.6. Exemple de nomenclatura d'una llanda

C.3 COBERTES

La coberta és l'element exterior que, una vegada muntada en la llanda i inflada, configura i caracteritza el pneumàtic, és a dir, la part elàstica de la roda que està en contacte amb la superfície de rodadura. Suporta el pes del vehicle i forma l'element de rodadura.

C.3.1 CONFORMACIÓ DE LES COBERTES

Les cobertes estan formades per les següents parts constructives, cadascuna de les quals cumpleix una missió específica dins del conjunt:

- La carcassa es la part de la coberta que dóna resistència i flexibilitat al pneumàtic; suporta la pressió d'inflat i els esforços exteriors, com per exemple el pes del vehicle. Està formada per capes superposades de teixits amb cordes engomades i creuades unes amb les altres per donar resistència al conjunt

- Les capes de rodadura s'interposen entre la banda de rodadura i la carcassa amb el fi d'absorbir els esforços interns generats pels impactes que rep la coberta. Entre aquestes capes i la banda de rodadura es disposa una llàmina de goma anomenada coixí, la missió de la qual a més de servir d'unir entre ambdues zones, contribueix a l'absorció d'impactes.

- La banda de rodadura constitueix la zona de contacte amb el terreny i per tant la que rep un desgast major. És, per tant, la part que aporta al pneumàtic gran part de les seves carcterístiques funcionals indispensables com per exemple adherència, tracció, resistència al desgast. A més de tenir elevada resistència al desgast, ha de tenir suficient resistència a tot tipus d'agents externs que fan malbé la coberta. Està formada per una capa gruixuda de goma amb què es practiquen una sèrie de ranures o surcs de drenatge que donen origen a l'anomenat dibuix de la coberta. Gràcies a ell adquireix la suficient adherència al terreny i impedeix el lliscament.

- La carcassa va recoberta interior i exteriorment per una capa de cautxú dur i vulcanitzat, formant exteriorment els flancs que porten una sèrie de nervis longitudinals per a protecció.

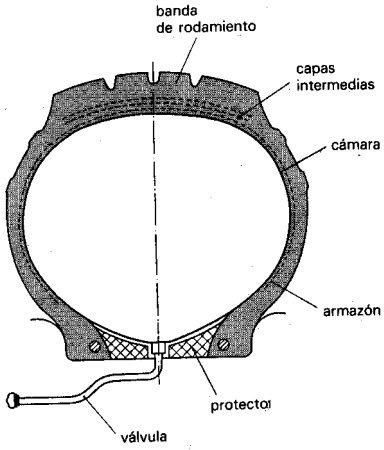


Fig. 10.20 Cubierta.

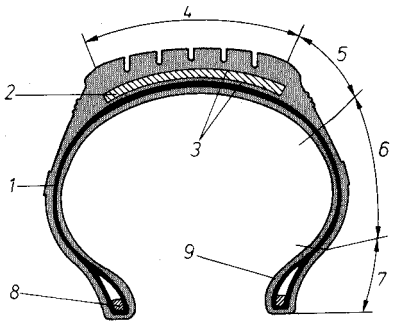


Fig. 10.21 Partes de una cubierta.

Fig. C.7. Exemple de coberta i parts d'aquesta

En quant a la forma de les cobertes es distingeixen les parts principals següents:

- La cima és la denominació que rep la zona que correspon a la banda de rodament.

- Els "hombros" són els extrems laterals que van situats a continuació de la banda de rodadura, constituint la zona d'unió amb els laterals o flancs de la coberta, protegint-la de frecs i xocs laterals. El seu espessor és de gran importància, ja que és la zona en la qual es genera mejor quantitat de calor.

- Els flancs de la coberta són les parts compreses entre els flancs i els talons. Han de tenir una elevada resistència mecànica per suportar la càrrega i la constant flexió a la qual es veu sotmès el pneumàtic, i a la vegada ser suficientment flexible per ajudar a la suspensió del vehicle.

- Els talons serveixen per protegir a la carcassa i amb la seva exterior es graven els signes per a la identificació de la coberta. La seva missió és protegir la carcassa.

C.3.2 CLASSIFICACIÓ SEGONS EL TIPUS DE CARCASSA

Segons la disposició dels teixits que formen la carcassa, lescobertes es classifiquen en:

- Coberta diagonal o convencional: és aquella coberta, la carcassa de la qual està

confeccionada amb capes de fils o cables que s'entrecreuen, passant de taló a taló diagonalment. Es caracteritza per portar una carcassa de cordes tèxtils o cables d'acer formant un angle de 30 a 42º respecte l'eix circumferencial de la coberta. Les cordes entre capes formen un angle de 60 a 84º, donant lloc a una espècie de malla en rombes que donen a la coberta resistència i elasticitat. L'angle que formen les cordes és de vital importància en les característiques de la coberta. A menor angle, major estabilitat direccional però la incomoditat en la conducció és creixent. Per tant, aquestes cobertes s'utilitzen en aquells vehicles que roden a gran velocitats.

- Coberta radial: és aquella coberta que porta una carcassa formant vàries capes de cordes tèxtils o cables que van de forma radial d'un taló a l'altre de la coberta, és a dir, perpendiculars a l'eix de rodadura. Aquesta disposició de les cordes proporciona gran comoditat en la conducció i per contrarrestar la menor estabilitat direccional es disposa entre la carcassa i la banda de rodadura de diverses capes de teixit formant un cinturó reforçador amb les cordes amb angles de 18 a 22º amb l'eix de rodadura.

- Coberta mixta: Està formada per capes de revestiment a base de cordes diagonals i uns "fajas" de reforç com a capa estabilitzadora entre carcassa i banda de rodadura. Les bandes de reforç han de tenir una major resistència i duresa en les cordes que les de la carcassa, ja que estan sotmeses a majors esforços d'estirament i fricció dels filaments durant el rodar.

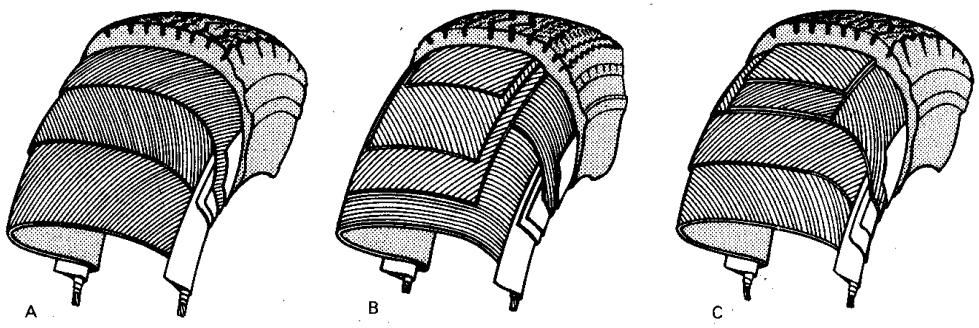


Fig. C.8. Tipus de cobertes: A, diagonal; B, radial; C, diagonal reforçada

C.3.3 NOMENCLATURA COMERCIAL DE LES COBERTES

Les cobertes estan subjectes a una sèrie de normes internacionals que serveixen per classificar-les i identificar-les comercialment, nomenclatura que les defineix en funció de les seves dimensions, forma, tipus i aplicació.

Les dimensions generals que identifiquen la coberta són les següents (veure també norma UNE 69 001-78)

- Diàmetre exterior lliure
- Diàmetre interior o nominal.
- Amplada
- Amplada total
- Radi estàtic sota càrrega
- Superficie de rodadura.
- Relació de forma: $Ra = \frac{H(alçada)}{Ac(amplada)} en\%$. A la Fig. C.9. es presenten alguns exemples dels aspectes de pneumàtics amb diferents relació de forma.

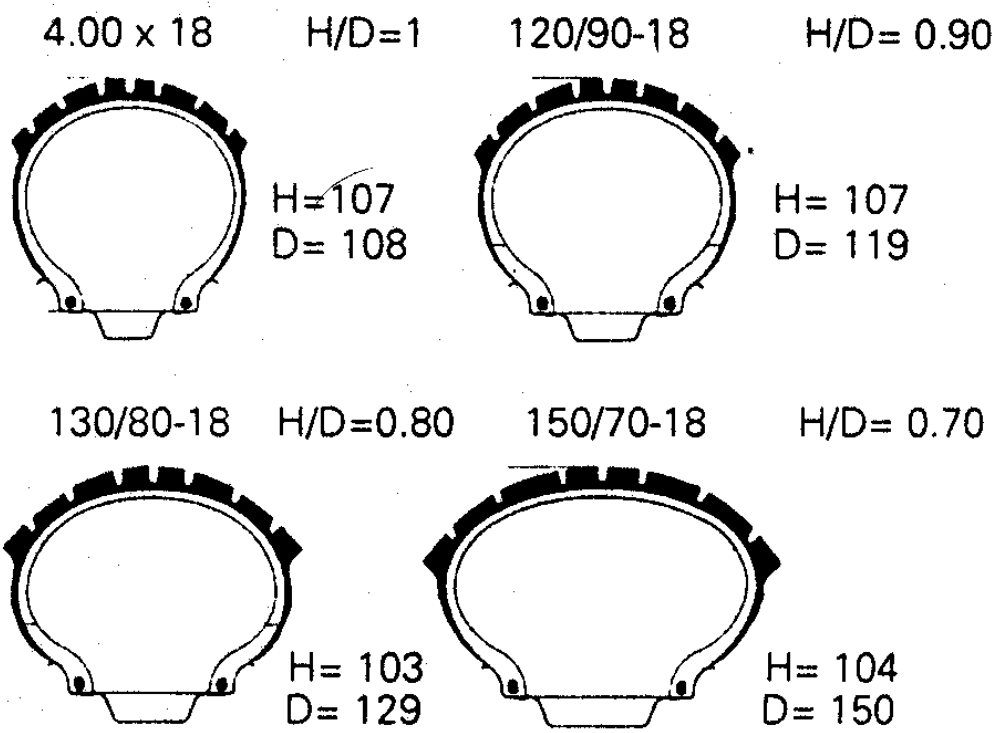


Fig. C.9. Exemples de perfils de pneumàtics

I a la Fig. C.10. es presenta un exemple de nomenclatura de pneumàtic, amb totes les incripcions que apareixen en la seva coberta.

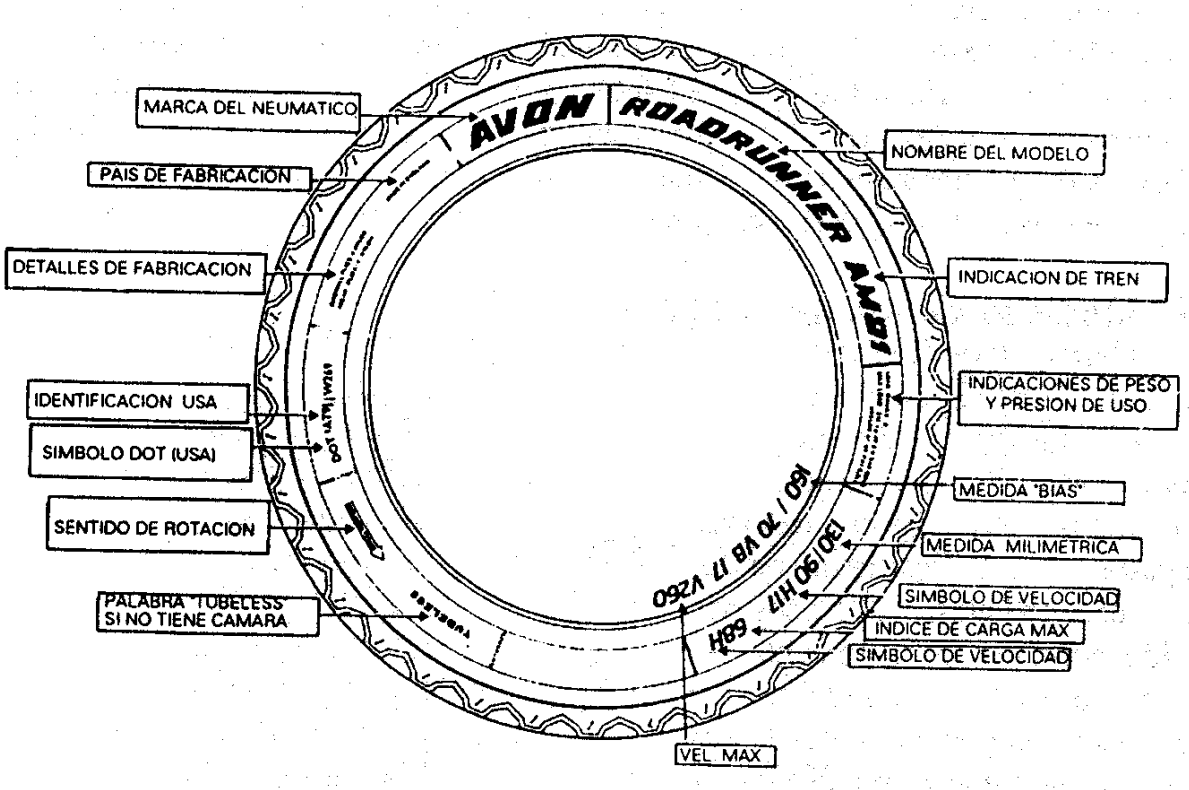


Fig. C.10. Exemple de nomenclatura de pneumàtic

C.4 PNEUMÀTICS

S'anomena pneumàtic al conjunt d'elements que proporcionen a la roda del vehicle una banda penumàtica de rodadura. Per tant, la seva missió és proporcionar una bona superfície de contacte i un elevat coeficient d'adherència amb el terra, així com absorbir petites irregularitats del terreny ajudant a la suspensió del vehicle i augmentant la comoditats dels ocupants.

C.4.1 TIPUS DE PNEUMÀTICS

Una primera proposta de classificació és la de diferenciar els pneumàtics segons el tipus de terreny per al qual han estat dissenyats.

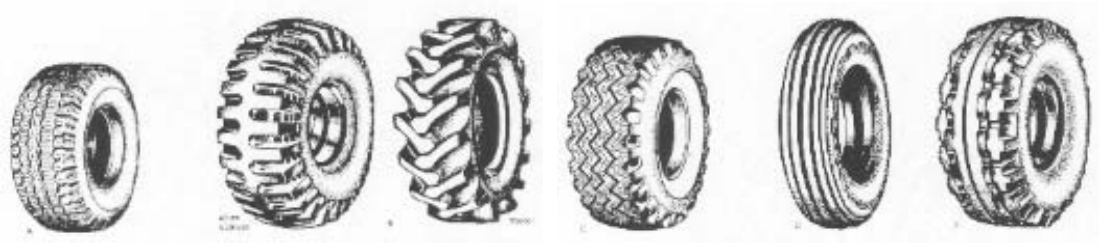


Fig. C.11. Exemples de pneumàtics destinats a diferents terrenys

Una segona classificació seria aquella que distingiria els pneumàtics segons si tenen càmara d'aire o no.

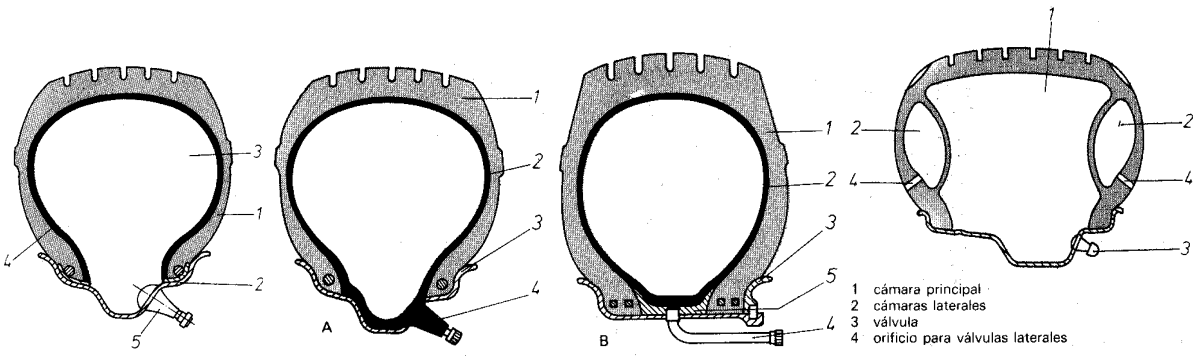


Fig. C.12. Exemples de pneumàtics amb càmara d'aire o sense

C.4.2 CARACTERÍSTIQUES DELS PNEUMÀTICS

Els pneumàtics aporten al vehicle propietats mecàniques i direccionals que influeixen en la dinàmica del vehicle. Les característiques que ha de tenir un pneumàtic són:

- Capacitat de càrrega
- Capacitat de tracció i adherència
- Estabilitat direccional
- Flexibilitat
- Amortiguació
- Fregament
- Absorció de potència
- Pressió de contacte

C.4.2.1 CAPACITAT DE CÀRREGA

La capacitat de càrrega d'un pneumàtic correspon al pes que pot suportar durant el seu treball. Depèn en general de la qualitat de la coberta i de la pressió d'inflat en funció del volum d'aire o capacitat volumètrica del pneumàtic.

La qualitat d'un coberta depèn de la seva estructura interna i ve determinada per la seva equivalència en capes o índex de resistència a la càrrega que pot suportar. L'índex de càrrega (*ply rating*) és un codi numèric, inscrit en els flancs del pneumàtic, que indica la càrrega màxima que pot suportar el pneumàtic i que s'obté per comparació amb una coberta patró que porta un determinat número de capes.

La pressió d'inflat correspon a la pressió de l'aire comprimit en l'interior del pneumàtic, fent que un augment en la pressió augmenti la capacitat de càrrega del pneumàtic.

La pressió d'inflat és un factor que més influeix en la capacitat de càrrega del pneumàtic. La correcta pressió d'inflat és fonamental per evitar deterioraments en la banda de rodadura i obtenir el màxim rendiment del pneumàtic.

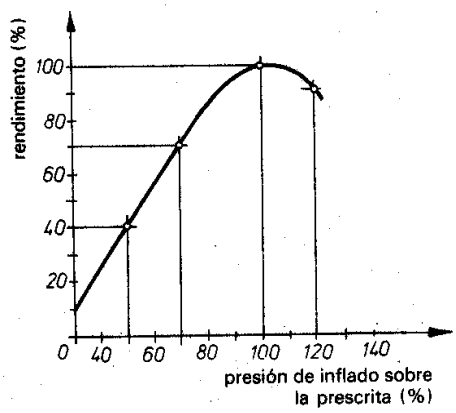


Fig. C.13. Rendiment en funció de la pressiñó d'inflat

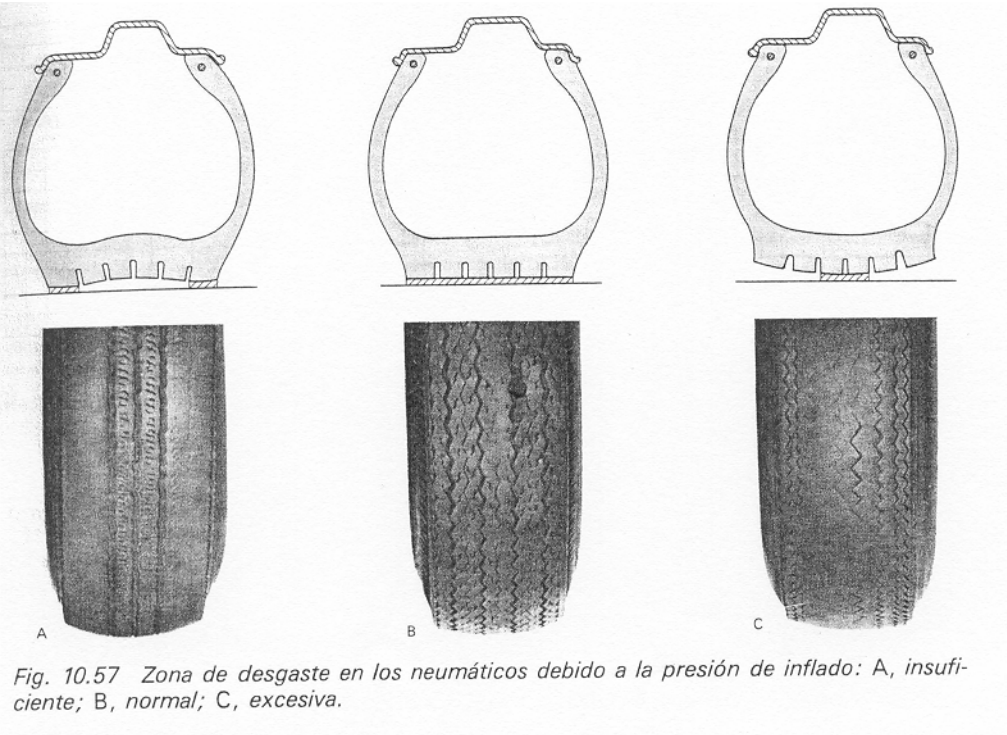


Fig. 10.57 Zona de desgaste en los neumáticos debido a la presión de inflado: A, *insuficiente;* B, *normal;* C, *excesiva.*

Fig. C.14. Desgast de pneumàtics amb diferents pressions d'inflat

C.4.2.2 ADHERÈNCIA I CAPACITAT DE TRACCIÓ

La capacitat de tracció d'un pneumàtic és la capacitat d'aferrar-se sobre el terreny o la resistència que ofereix la roda al lliscament quan s'aplica un parell de gir. És una característica molt relacionada amb l'adherència del pneumàtic sobre el terreny i els factors que influexien són la pressió de contacte i el dibuix de la banda de rodadura.

L'adherència és la resistència màxima que pot oposar la roda a lliscar sobre el terreny durant l'acceleració o frenat. L''adherència es calcula com el quocient entre la força resistent entre la càrrega que gravita sobre la roda.

L'adherència depèn de diversos factors, entre els que destaquen l'estat del terreny (tipus de terreny, brutícia dipositada en la superfície i humitat), el tipus de coberta i el seu desgast, la pressió de contacte i la velocitat de desplaçament.

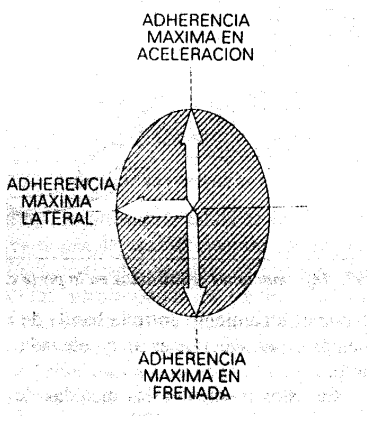


Fig. C.15. Elipse d'adherència d'un pneumàtic

C.4.2.3 ESTABILITAT DIRECCIONAL

Aquesta qualitat dels pneumàtics permet mantenir el vehicle en la trajectòria imposada. Per això, és necessari que el pneumàtic presenti suficient resistència als desplaçaments laterals, coneguts com a deriva, aconseguint-se amb l'adequat dibuix de la banda de rodadura entre d'altres factors.

La deriva és la diferència entre la direcció de la roda i la perpendicular a l'eix de rotació, formant un angle (α). Es deu a la deformació que pateixen la banda de rodadura i els flancs dels pneumàtics quan estan sotmesos a esforços transversals que intenten modificar la direcció del desplaçament del vehicle. L'angle de deriva format per aquestes dues components és proporcional a la component de força lateral (F) que actua sobre les rodes i depèn del tipus de pneumàtic, pressió d'inflat i pes del vehicle (ja que aquests dos últims factors determinen la reacció del pneumàtic a la deformació produïda per l'esforç transversal).

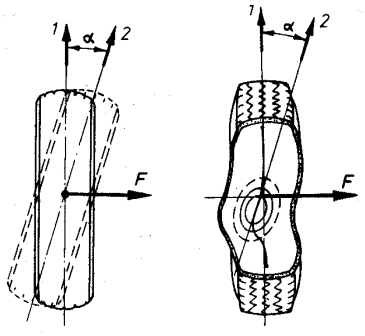


Fig. C.16. Angle de deriva

a) Deriva en recta. Quan el vehicle està sotmès a una força lateral, la part del pneumàtic en contacte amb el terreny es manté en posició gràcies a l'adherència d'aquest, mentre que la resta de la roda té tendència a desplaçar-se per efecte de la força que actua sobre ella. Això origina un desplaçament transversal en la petjada, produïda per la resultant d'ambdues components i fa que la roda segueixi una trajectòria diferent de la desitjada.

   Quan el vehicle circula a poca velocitat o la component de la força lateral és molt petita, la deformació de la roda és absorbida per la rigidesa transversal del pneumàtic, que anul·la l'efecte de la deriva. Però quan la velocitat és elevada o la component de força lateral és alta, la deriva es fa sensible i es fa necessària una contínua correcció en la direcció per anul·lar el seu efecte.

b) Deriva en corba. Quan el vehicle pren una corba es produeix un desplaçament lateral que tendeix a desviar el vehicle de la trajectòria teòrica a seguir. En aquest cas, l'efecte de deriva de les rodes modifica el centre de rotació del vehicle i fa que el seu centre de gravetat descrigui una trajectòria divergent respecte de la teòrica, amb tendència a sortir-se de la carretera.

C.4.2.4 FLEXIBILITAT

Els pneumàtics estan sotmesos a deformacions verticals, longitudinals i transversals que són produïdes pels esforços que actuen sobre ells.

a) Flexibilitat vertical comporta un aplastament produït per la càrrega vertical aplicada sobre la roda. Aquest aplastament depèn de la pressió d'inflat i de la rigidesa de la coberta. L'aplastament disminueix el radi de gir en la roda i produeix una major superfície de contacte que fa que augmenti la resistència a la rodadura. La flexibilitat vertical es millora amb una relació alçada/amplada major i amb una menor pressió

d'inflat (que a la vegada proporciona l'avantatge de menor pes suspès). La flexibitat vertical és més elevada en les cobertes radials que en les diagonals, proporcionant més comoditat en la conducció.

b) Flexibilitat longitudinal fa que es desplaci l'eix de gir en el sentit d'avanç de la roda, produint una amortiguació de l'esforç i evitant que es produeixin lliscament prematurs. Es posa de manifest en les acceleracions i les frenades.

c) Flexibilitat transversal depèn de la capacitat de deformació en el pneumàtic en front dels esforços laterals a què està sotmesa la roda. Es posa de manifest per un desplaçament lateral en sentit de la força que perjudica la posició de conducció i afavoreix la pèrdua d'adherència, tot i que es millora la suspensió. La deformació i la pèrdua d'adherència és molt menor en les cobertes radials.

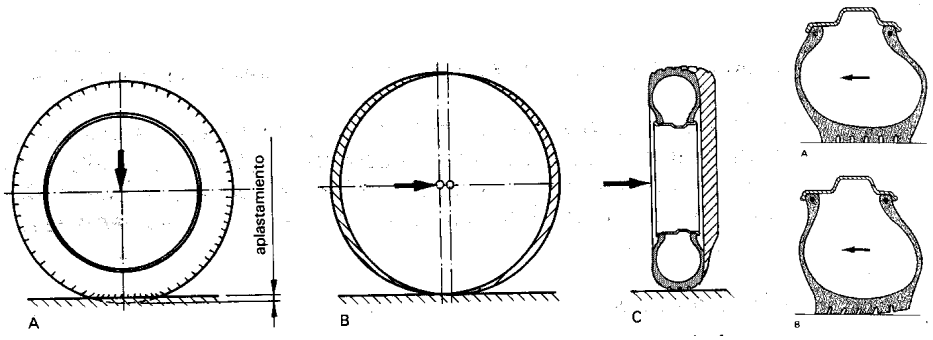


Fig. C.17. Tipus de flexibilitat d'un pneumàtic

C.4.2.5 AMORTIGUACIÓ

L'amortiguació dels pneumàtics s'aconsegueix gràcies a la flexiblitat dels flancs. Aquesta flexibilitat permet que s'adapti a les irregularitats del terreny i absorbeixi part de l'energia desenvolupada en els xocs contra incidències del pis, com forats, pedres, etc.

La capacitat d'amortiguació és major a mesura que disminueix la pressió d'inflat, però s'ha de tenir en compte que la pressió mínima d'inflat està relacionada amb la resistència de la coberta. Dins l'efecte d'amortiguació apareixen:

a) La flotabilitat, que és la propietat que tenen alguns penumàtics de poder circular sobre terrenys tous sense enfonsar-se. La capacitat de flotabilitat s'aconsegueix adequant el

dibuix de la banda de rodadura i fent que la pressió tramesa al terreny sigui la menor possible (com per exemple amb pneumàtics de baixa pressió).

b) L'efecte gelatina, que és la sensació de flotament que apareix quan el vehicle va en línia recta a gran velocitat, sobretot en el moment de realitzar petites correccions en la direcció o en el pas de "baches". Aquest efecte està condicionat per la constant elàstica lateral del pneumàtic (relació que existeix entre l'esforç lateral i el desplaçament de la petjada respecte la llanda). Aquesta constant depèn de la rigidesa transversal i es pot eliminar augmentant la pressió d'inflat, ja que augmenta la rigidesa transversal de la coberta.

C.4.2.6 FREGAMENT DE LA COBERTA

El fregament de la coberta sobre el terreny en el que es recolza es deu principalment a dos fenòmens diferents, que són les pèrdues per histèresi del cautxú i la adhesió. La influència de cadascun d'aquests factors sobre l'adherència del pneumàtic depèn de l'estat d'ambdues superfícies, el grau de lubricació, la temperatura i la velocitat de desplaçament.

a) L'histèresi és el retard que necessita el pneumàtic per recuperar la forma primitiva quan s'ha sotmès a una deformació, sent necessari aplicar una força en sentit contrari a la que ha produït la deformació.

b) L'adhesió és l'atracció mol·lecular que apareix en les intersuperfícies dels materials en contacte, entre la coberta i el pis. Aquesta atracció crea una unió entre les superfícies que es va trencant a mesura que la roda gira, cosa que provoca una constant reorganització de les mol·lècules amb moviments interns que determinen un consum d'energia.

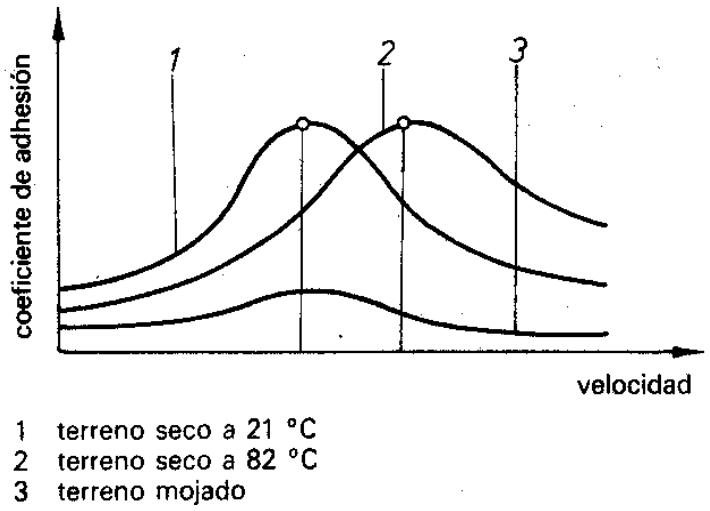


Fig. C.18. Coeficient d'adhesió en funció de la velocitat

c) Influència de la temperatura. La temperatura del pneumàtic durant el rodatge incideix també en la atracció mol·lecular ja que condiciona els estats energètics de les mol·lècules i juga un paper important sobre l'adherència del pneumàtic a la carretera.

La histèresi pren una major importància quan el pis és rugós o es circula a velocitats molt elevades. L'adhesió és la component més importants quan es circula per pisos llisos o a baixes velocitats.

C.4.2.7 ABSORCIÓ DE POTÈNCIA

Les pèrdues per histèresi i les degudes al fregament en l'àrea de contacte originen la resistència a la rodadura, resistència que s'oposa a l'avanç del pneumàtic. L'energia absorbida en el fregament es converteix en majoritàriament en calor, calor que condiciona la vida útil de la coberta.

Les causes que influeixen sobre la resistència a la rodadura són la velocitat de desplaçament, el tipus de coberta, la pressió d'inflat i l'aplastament de la coberta.

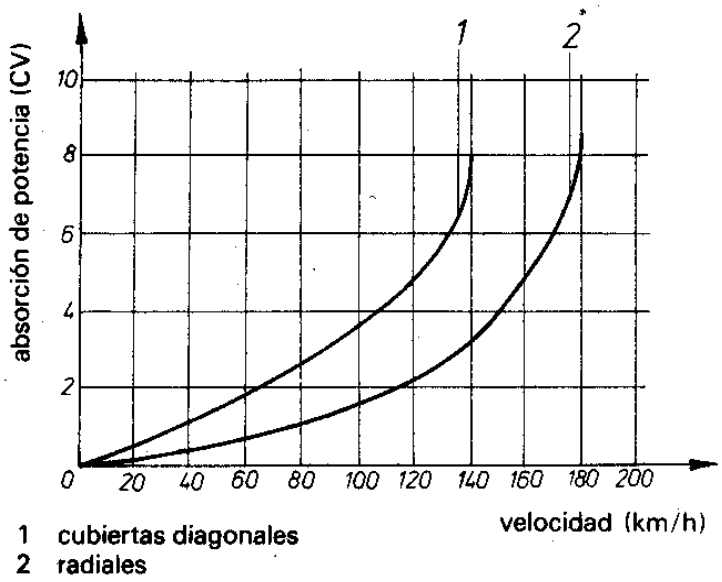


Fig. C.19. Absorció de potencia en funció de la velocitat

C.4.2.8 PRESSIÓ DE CONTACTE

La pressió de contacte és la càrrega per unitat de superfície que gravita sobre els punts del terra en què es recolza el pneumàtic, punts que originen la petjada del pneumàtic. Degut a aquesta càrrega es produeixen els efectes de deriva i de tracció, així com el desgast de la coberta, que depèn directament de la pressió de contacte.

Segons el tipus de coberta i la banda de rodadura s'obtenen pressions de contacte diferents, podent arribar a tenir pressions màximes superiors a les d'inflat.

C.5 BIBLIOGRAFIA

LIESA, F. *Vehicles I.* Barcelona, CPDA, 2002

LIESA, F. *Vehicles II.* Barcelona, CPDA, 2002

ARIAS PAZ. *Motocicletas, pàgs. 472-485*. 29 Edición

Tecnología automoción 5, pàgs 257-311, Editorial Edebé.

C.6 TAULES

SIMBOLO DE VELOCIDAD	VELOCIDAD (Km/h)
A1	5
A2	10
A3	15
A4	20
A5	25
A6	30
A7	35
A8	40
B	50
C	60
D	65
E	70
F	80
G	90
J	100
K	110
L	120
M	130
N	140
P	150
Q	160
R	170
S	180
T	190
U	200
H	210
V	240
W	270
Z	+ 270

LI	Kg	LI	Kg	LI	Kg	LI	Kg	LI	Kg
0	45	40	140	80	450	120	1400	160	4500
1	46,2	41	145	81	462	121	1450	161	4625
2	47,5	42	150	82	475	122	1500	162	4750
3	48,7	43	155	83	487	123	1550	163	4875
4	50	44	160	84	500	124	1600	164	5000
5	51,5	45	165	85	515	125	1650	165	5150
6	53	46	170	86	530	126	1700	166	5300
7	54,5	47	175	87	545	127	1750	167	5450
8	56	48	180	88	560	128	1800	168	5600
9	58	49	185	89	580	129	1850	169	5800
10	60	50	190	90	600	130	1900	170	6000
11	61,5	51	195	91	615	131	1950	171	6150
12	63	52	200	92	630	132	2000	172	6300
13	65	53	206	93	650	133	2060	173	6500
14	67	54	212	94	670	134	2120	174	6700
15	69	55	218	95	690	135	2180	175	6900
16	71	56	224	96	710	136	2240	176	7100
17	73	57	230	97	730	137	2300	177	7300
18	75	58	236	98	750	138	2360	178	7500
19	77,5	59	243	99	775	139	2430	179	7750
20	80	60	250	100	800	140	2500	180	8000
21	82,5	61	257	101	825	141	2575	181	8250
22	85	62	265	102	850	142	2650	182	8500
23	87,5	63	272	103	875	143	2725	183	8750
24	90	64	280	104	900	144	2800	184	9000
25	92,5	65	290	105	925	145	2900	185	9250
26	95	66	300	106	950	146	3000	186	9500
27	97	67	307	107	975	147	3075	187	9750
28	100	68	315	108	1000	148	3150	188	10000
29	103	69	325	109	1030	149	3250	189	10300
30	106	70	335	110	1060	150	3350	190	10600
31	109	71	345	111	1090	151	3450	191	10900
32	112	72	355	112	1120	152	3550	192	11200
33	115	73	365	113	1150	153	3650	193	11500
34	118	74	375	114	1180	154	3750	194	11800
35	121	75	387	115	1215	155	3875	195	12150
36	125	76	400	116	1250	156	4000	196	12500
37	128	77	412	117	1285	157	4125	197	12850
38	132	78	425	118	1320	158	4250	198	13200
39	136	79	437	119	1360	159	4375	199	13600

D ANNEX D: CATÀLEGS

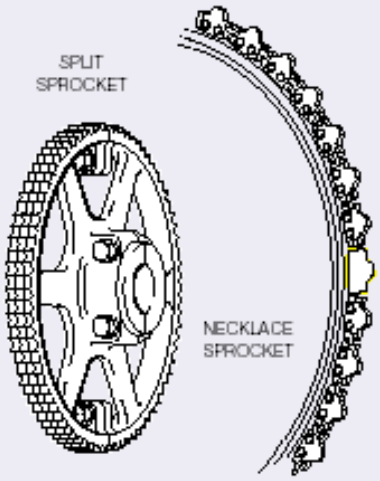
D.1 CATÀLEG DE RODES DENTADES

Renold manufacture a comprehensive range of stock sprockets for British Standard chain up to two inch pitch.

Other sizes of sprocket, including those to American Standard dimensions, are available on request.

Special sprockets are also manufactured on request, in special materials or formats, normally to suit a specific application in harsh or difficult drive situations, examples being:

- Sprockets incorporating shafts.
- Welded or detachable hubs.
- Shear pin devices fitted.
- Necklace sprockets made up of chain plates and individual tooth sections for turning large drums or tables.
- Combination sprockets (two or more sprockets combined having different pitch sizes and numbers of teeth).
- Sprockets in two or more sections, i.e. split sprockets or segmental sprockets.



Selection of Sprocket Materials

Choice of material and heat treatment will depend upon shape, diameter and mass of the sprocket. The table below can be used as a simple guide on the correct selection of sprocket material.

SPROCKET	SMOOTH RUNNING	MODERATE SHOCKS	HEAVY SHOCKS
UP TO 29T	EN8 or EN9	EN8 or EN9 Hardened and Tempered or Case Hardened Mild Steel	EN8 or EN9 Hardened and Tempered or Case Hardened Mild Steel
30T AND OVER	Cast Iron	Mild Steel or Meehanite	EN8 or EN9 Hardened and Tempered or Case Hardened Mild Steel

Sprocket and Chain Compatibility

Most drives have an even number of pitches in the chain and by using a driver sprocket with an odd number of teeth, uniform wear distribution over both chain and sprocket teeth is ensured. Even numbers of teeth for both the driver and driven sprockets can be used, but wear distribution on both the sprocket teeth and chain is poor.

Number of Teeth

The maximum number of teeth in any driven sprocket should not exceed 114. This limitation is due to the fact that for a given elongation of chain due to wear, the working pitch diameter of the chain on the sprocket increases in relation to the nominal pitch diameter, i.e. the chain assumes a higher position on the sprocket tooth. The allowable safe chain wear is considered to be in the order of 2% elongation over nominal length.

A simple formula for determining how much chain elongation a sprocket can accommodate is $\frac{200}{N}$ expressed as a percentage where N is the number of teeth on the largest sprocket in the drive system.

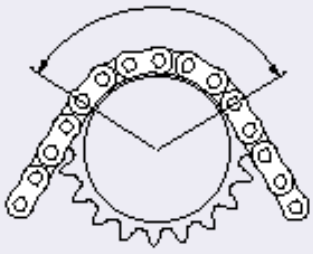
It is good practice to have the sum of teeth not less than 50 where both the driver and driven sprockets are operated by the same chain, e.g. on a 1:1 ratio drive, both sprockets should have 25 teeth each.

Centre Distance

For optimum wear life, centre distance between two sprockets should normally be within the range 30 to 50 times the chain pitch. On drive proposals with centre distances below 30 pitches or greater than 2m, we would recommend that the drive details are discussed with our technical staff.

The minimum centre distance is sometimes governed by the amount of chain lap on the driver sprocket, our normal recommendation in this circumstance being not less than six teeth in engagement with the chain.

Minimum six teeth



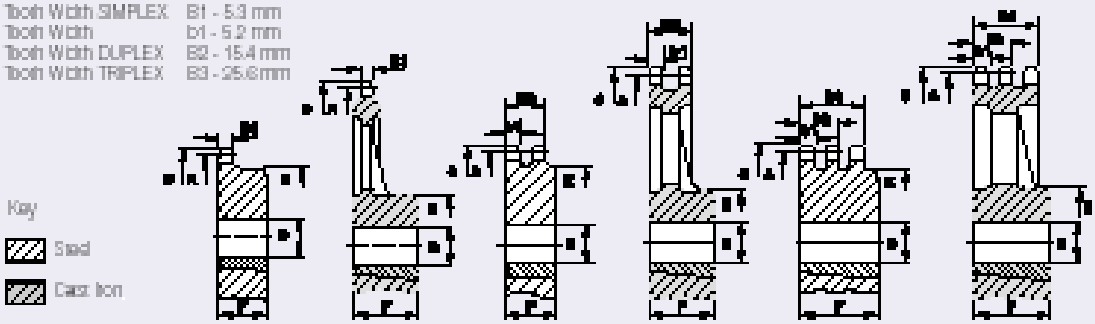
The centre distance is also governed by the desirability of using a chain with an even number of pitches to avoid the use of a cranked link, a practice that is not recommended except in special circumstances.

For a drive in the horizontal plane, the shortest centre distance possible should be used consistent with recommended chain lap (minimum six teeth) on the driver sprocket.

Transmission Sprockets ISO606

9.525mm (0.375") Pitch

Tooth Width SIMPLEX B1 - 5.3 mm
Tooth Width b1 - 5.2 mm
Tooth Width DUPLEX B2 - 15.4 mm
Tooth Width TRIPLEX B3 - 25.6mm



Plain Bore - Steel

No of Teeth	PCD	Top Dia A	SIMPLEX Part No C	Bore D Min	Bore D Max	Boss Dia	Dist Thro' E	DUPLEX Part No F	Bore D Min	Bore D Max	Boss Dia	Dist Thro' E	TRIPLEX Part No F	Bore D Min	Bore D Max	Boss Dia E	Dist Thro' F
11	33.60	37.5	06B1/11T	8	14	22	25	06B2/11T	10	14	22	30	06B3/11T	12	14	22	35
12	36.60	40.5	06B1/12T	8	16	25	25	06B2/12T	10	16	25	30	06B3/12T	12	16	25	35
13	39.60	43.5	06B1/13T	10	16	28	25	06B2/13T	10	16	28	30	06B3/13T	12	16	28	35
14	42.60	46.5	06B1/14T	10	20	31	25	06B2/14T	10	20	31	30	06B3/14T	12	22	31	35
15	45.61	49.5	06B1/15T	10	22	34	25	06B2/15T	10	22	34	30	06B3/15T	12	22	34	35
16	48.62	52.5	06B1/16T	10	22	37	28	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
17	51.63	55.5	06B1/17T	10	25	40	28	06B2/17T	12	25	40	30	06B3/17T	12	25	40	35
18	54.65	58.6	06B1/18T	10	25	43	28	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
19	57.67	61.6	06B1/19T	10	28	45	28	06B2/19T	12	28	48	30	06B3/19T	12	28	48	35
20	60.69	64.6	06B1/20T	10	30	48	28	06B2/20T	12	30	49	30	06B3/20T	12	30	49	35
21	63.91	67.6	06B1/21T	12	32	49	28	06B2/21T	16	35	52	30	06B3/21T	16	35	52	40
22	66.95	70.6	06B1/22T	12	32	50	28	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
23	69.96	73.7	06B1/23T	12	38	52	28	06B2/23T	16	42	58	30	06B3/23T	16	42	58	40
24	72.97	76.7	06B1/24T	12	38	54	28	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
25	76.00	79.7	06B1/25T	12	38	57	28	06B2/25T	16	42	64	30	06B3/25T	16	42	64	40
26	79.02	82.7	06B1/26T	12	38	60	28	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
27	82.04	85.7	06B1/27T	12	38	60	28	06B2/27T	16	42	70	30	06B3/27T	16	42	70	40
30	91.12	94.8	06B1/30T	12	35	60	28	06B2/30T	16	40	79	30	06B3/30T	16	45	79	40
38	115.34	119.0	06B1/38T	16	40	70	30	06B2/38T	16	50	90	30	06B3/38T	16	55	90	40

Plain Bore - Heavy Duty Cast Iron

57	172.04	177.5	06B1/57T	19	45	80	25	06B2/57T	24	50	90	25	06B3/57T	28	55	95	38
76	230.49	235.1	06B1/76T	19	45	80	25	06B2/76T	24	50	90	25	06B3/76T	28	65	110	45
96	289.08	292.7	06B1/96T	24	50	90	25	06B2/96T	28	55	95	38	06B3/96T	28	65	110	45
114	345.88	350.3	06B1/114T	24	50	90	38	06B2/114T	28	55	95	38	06B3/114T	28	65	110	52
150	454.81	461.2	06B1/150T	24	50	90	45	06B2/150T	35	65	110	52	-	-	-	-	-

Taper Bore - Steel

			Taper Bush				Taper Bush				Taper Bush			
17	51.63	55.5	T06B1/17T	TB1008	45	22	T06B2/17T	TB1008	41	22	T06B3/17T	TB1008	-	25.6
19	57.67	61.6	T06B1/19T	TB1008	45	22	T06B2/19T	TB1008	48	22	T06B3/19T	TB1008	-	25.6
21	63.91	67.6	T06B1/21T	TB1008	48	22	T06B2/21T	TB1008	48	22	T06B3/21T	TB1008	-	25.6
23	69.96	73.7	T06B1/23T	TB1210	63	25	T06B2/23T	TB1210	58	25	T06B3/23T	TB1210	-	25.6
25	76.00	79.7	T06B1/25T	TB1210	63	25	T06B2/25T	TB1210	64	25	T06B3/25T	TB1210	-	25.6
38	115.34	119.0	T06B1/38T	TB1210	70	25	T06B2/38T	TB1610	80	25	T06B3/38T	TB1615	100	38

Taper Bore - Heavy Duty Cast Iron

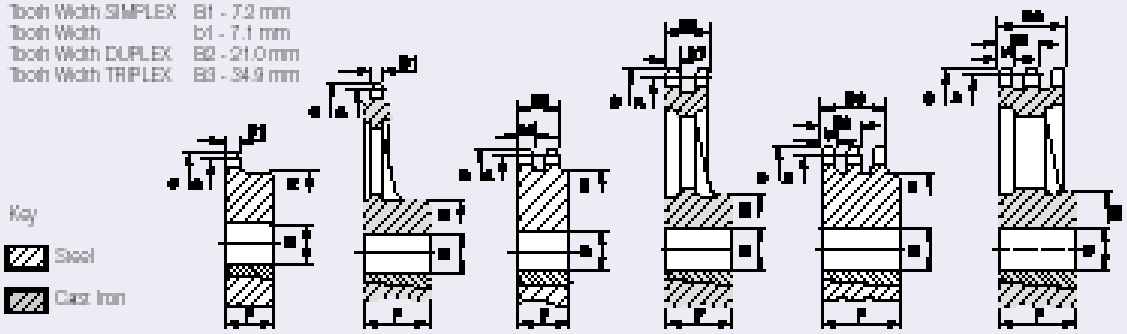
57	172.04	177.5	T06B1/57T	TB1210	80	25	T06B2/57T	TB1610	90	25	T06B3/57T	TB1615	105	38
76	230.49	235.1	T06B1/76T	TB1210	80	25	T06B2/76T	TB1610	90	25	T06B3/76T	TB2017	110	45
96	289.08	292.7	T06B1/96T	TB1210	90	25	T06B2/96T	TB1615	105	38	-	-	-	-
114	345.88	350.3	T06B1/114T	TB1615	90	38	T06B2/114T	TB1615	105	38	-	-	-	-

REBORE, KEYWAY AND SETSCREW MODIFICATION SERVICE AVAILABLE - SEE PAGE 89

Transmission Sprockets ISO606

12.7mm (0.500") Pitch

Tooth Width SIMPLEX B1 - 7.2 mm
Tooth Width b1 - 7.1 mm
Tooth Width DUPLEX B2 - 21.0 mm
Tooth Width TRIPLEX B3 - 34.9 mm



Plain Bore - Steel

No of Teeth	PCD	Top Dia A	SIMPLEX Part No C	Boss D Min	Boss D Max	Boss Dia E	Dist' Thro' F	DUPLEX Part No	Boss D Min	Boss D Max	Boss Dia E	Dist' Thro' F	TRIPLEX Part No	Boss D Min	Boss D Max	Boss Dia E	Dist' Thro' F
11	45.07	49.9	06B1/11T	10	19	39	25	06B2/11T	12	20	52	35	06B3/11T	10	20	52	50
12	49.07	53.9	06B1/12T	10	22	33	28	06B2/12T	12	22	55	35	06B3/12T	10	22	55	50
13	53.07	57.9	06B1/13T	10	25	37	28	06B2/13T	12	25	58	35	06B3/13T	10	25	58	50
14	57.07	61.9	06B1/14T	10	25	41	28	06B2/14T	12	28	42	35	06B3/14T	10	28	42	50
15	61.08	65.9	06B1/15T	10	32	45	28	06B2/15T	12	32	48	35	06B3/15T	10	32	48	50
16	65.10	69.9	06B1/16T	12	33	50	28	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
17	69.11	74.0	06B1/17T	12	35	52	28	06B2/17T	16	38	54	39	06B3/17T	16	38	54	50
18	73.14	78.0	06B1/18T	12	35	56	28	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
19	77.16	82.0	06B1/19T	12	40	60	28	06B2/19T	16	40	62	39	06B3/19T	16	40	62	50
20	81.18	86.0	06B1/20T	12	42	64	28	06B2/20T	16	40	68	39	06B3/20T	16	40	68	50
21	85.22	90.1	06B1/21T	14	45	68	28	06B2/21T	16	45	70	40	06B3/21T	16	45	70	55
22	89.24	94.1	06B1/22T	14	45	70	28	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
23	93.27	98.1	06B1/23T	14	45	70	28	06B2/23T	16	45	70	40	06B3/23T	16	45	70	55
24	97.29	102.1	06B1/24T	14	45	70	28	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
25	101.33	106.2	06B1/25T	14	45	70	28	06B2/25T	16	48	80	40	06B3/25T	16	48	80	55
26	105.36	110.2	06B1/26T	16	45	70	30	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
27	109.40	114.2	06B1/27T	16	45	70	30	06B2/27T	16	58	85	40	06B3/27T	20	58	85	55
30	121.50	126.3	06B1/30T	16	48	80	30	06B2/30T	16	60	100	40	06B3/30T	20	60	100	55
38	153.60	159.6	06B1/38T	16	60	90	35	06B2/38T	20	60	100	40	06B3/38T	25	72	120	55

Plain Bore - Heavy Duty Cast Iron

57	230.54	237.1	06B1/57T	19	60	110	32	06B2/57T	28	65	110	32	06B3/57T	28	65	110	45
76	307.33	313.9	06B1/76T	19	60	110	32	06B2/76T	38	65	110	45	06B3/76T	38	75	130	64
95	384.11	390.7	06B1/95T	24	80	90	45	06B2/95T	38	65	110	52	06B3/95T	38	75	130	64
114	460.90	467.4	06B1/114T	24	80	90	45	06B2/114T	38	65	110	58	06B3/114T	38	75	150	72

Taper Bore - Steel

			Taper Bush				Taper Bush				Taper Bush			
15	61.08	65.9	106B1/15T	TB1008	45	22	106B2/15T	TB1008	48	22	-	-	-	-
17	69.12	74.0	106B1/17T	TB1210	60	25	106B2/17T	TB1210	55	25	-	-	-	-
19	77.16	82.0	106B1/19T	TB1210	63	25	106B2/19T	TB1210	64	25	TD6B3/19T	TB1215	62	38
21	85.21	90.1	106B1/21T	TB1610	71	25	106B2/21T	TB1610	71	25	TD6B3/21T	TB1615	70	38
23	93.27	98.1	106B1/23T	TB1610	76	25	106B2/23T	TB1610	79	25	TD6B3/23T	TB1615	70	38
25	101.33	106.2	106B1/25T	TB1610	76	25	106B2/25T	TB2012	87	32	TD6B3/25T	TB2017	-	34.9

Taper Bore - Heavy Duty Cast Iron

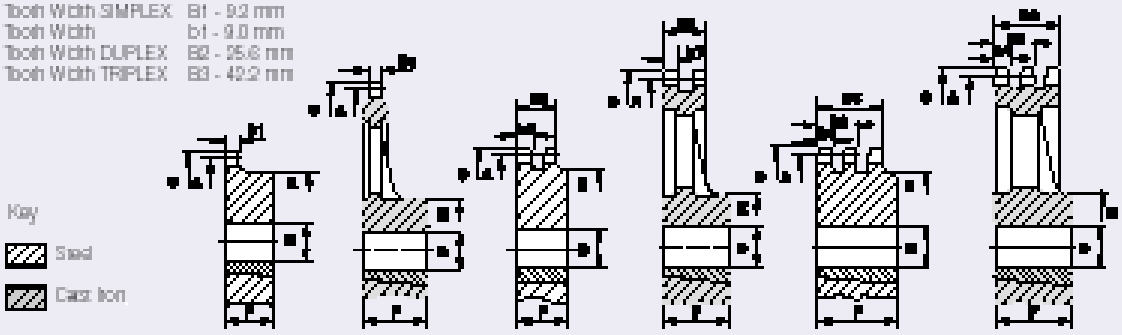
38	153.79	159.6	106B1/38T	TB2012	90	32	106B2/38T	TB2012	100	32	TD6B3/38T	TB2017	-	34.9
57	230.54	237.1	106B1/57T	TB2012	110	32	106B2/57T	TB2012	110	32	TD6B3/57T	TB2017	110	45
76	307.33	313.9	106B1/76T	TB2012	110	32	106B2/76T	TB2012	110	32	TD6B3/76T	TB2525	130	64
95	384.11	390.7	106B1/95T	TB2012	110	32	106B2/95T	TB2012	110	32	-	-	-	-
114	460.90	467.4	106B1/114T	TB2017	110	32	106B2/114T	TB2517	125	45	-	-	-	-

REBORE, KEYWAY AND SETSCREW MODIFICATION SERVICE AVAILABLE - SEE PAGE 69

Transmission Sprockets ISO606

15.875mm (0.625") Pitch

Tooth Width SIMPLEX B1 - 9.2 mm
Tooth Width b1 - 9.0 mm
Tooth Width DUPLEX B2 - 25.6 mm
Tooth Width TRIPLEX B3 - 42.2 mm



Plain Bore - Steel

No of Teeth	PCD	Top Dia A	SIMPLEX Part No C	Bore Min	Bore Max	Boss Dia E	Dist Thro' F	DUPLEX Part No	Bore Min	Bore Max	Boss Dia E	Dist Thro' F	TRIPLEX Part No	Bore Min	Bore Max	Boss Dia E	Dist Thro' F
11	55.54	63.2	1063/Y11T	12	25	37	30	1063/11T	16	25	39	40	-	-	-	-	-
12	61.54	69.2	1063/Y12T	12	28	42	30	1063/12T	16	28	44	40	-	-	-	-	-
13	68.52	75.2	1063/Y13T	12	30	47	30	1063/13T	16	30	49	40	-	-	-	-	-
14	71.54	78.2	1063/Y14T	12	32	52	30	1063/14T	16	30	54	40	-	-	-	-	-
15	76.56	83.2	1063/Y15T	12	32	57	30	1063/15T	16	38	59	40	-	-	-	-	-
16	81.57	88.3	1063/Y16T	12	38	60	30	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
17	86.59	88.3	1063/Y17T	12	38	60	30	1063/17T	16	42	69	45	-	-	-	-	-
18	91.42	88.3	1063/Y18T	14	42	70	30	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
19	96.45	103.3	1063/Y19T	14	42	70	30	1063/19T	16	48	79	45	-	-	-	-	-
20	101.49	108.4	1063/20T	14	45	75	30	1063/20T	16	50	84	45	-	-	-	-	-
21	106.52	113.4	1063/21T	16	45	75	30	1063/21T	16	50	85	45	-	-	-	-	-
22	111.55	118.4	1063/22T	16	48	80	30	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
23	116.58	123.5	1063/23T	16	48	80	30	1063/23T	16	60	95	45	-	-	-	-	-
24	121.62	128.5	1063/24T	16	48	80	30	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
25	126.66	133.6	1063/25T	16	48	80	30	1063/25T	16	65	105	45	-	-	-	-	-
26	131.70	138.6	1063/26T	20	50	85	35	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
27	136.75	143.6	1063/27T	20	50	85	35	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
30	151.87	158.8	1063/30T	20	55	90	35	1063/30T	20	72	120	45	-	-	-	-	-
38	192.24	199.1	1063/38T	20	60	100	35	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

Plain Bore - Heavy Duty Cast Iron

57	288.18	298.6	1063/57T	24	50	90	45	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
76	384.15	393.5	1063/76T	28	50	90	52	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
95	480.14	489.5	1063/95T	28	50	90	58	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
114	576.13	584.5	1063/114T	38	75	130	58	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

Taper Bore - Steel

			Taper Bush					Taper Bush					Taper Bush				
15	76.56	83.2	TYCB1/15T	TB1210	60	25	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
17	86.40	88.3	TYCB1/17T	TB1610	71	25	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
19	96.45	103.3	TYCB1/19T	TB1610	75	25	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
21	106.51	113.4	TYCB1/21T	TB1610	76	25	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
23	116.58	123.5	TYCB1/23T	TB1610	76	25	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
25	126.66	133.6	TYCB1/25T	TB2012	90	32	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

Taper Bore - Heavy Duty Cast Iron

38	151.67	159.8	TYCB1/38T	TB2012	90	32	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
57	288.18	298.6	TYCB1/57T	TB2012	110	32	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
76	384.15	393.5	TYCB1/76T	TB2012	115	32	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
95	480.14	489.5	TYCB1/95T	TB2012	115	45	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

REBORE, KEYWAY AND SETSCREW MODIFICATION SERVICE AVAILABLE - SEE PAGE 89

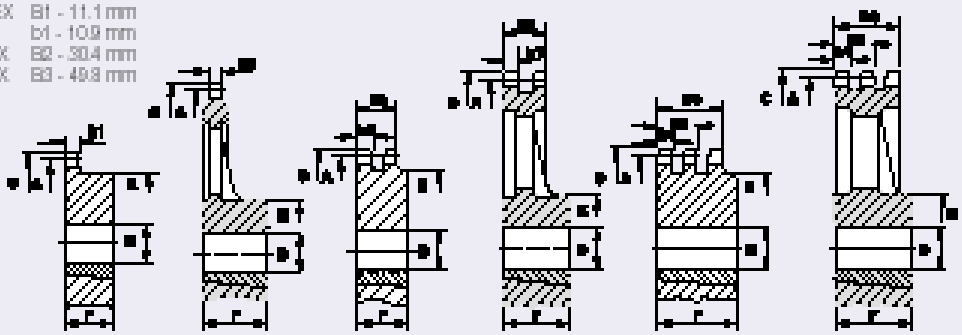
Transmission Sprockets ISO606

19.05mm (0.750") Pitch

Tooth Width SIMPLEX B1 - 11.1 mm
Tooth Width b1 - 10.9 mm
Tooth Width DUPLEX B2 - 30.4 mm
Tooth Width TRIPLEX B3 - 49.8 mm

* Welded Hub

Key
Steel
Cast Iron



Plain Bore - Steel

No of Teeth	PCD	Top Dia A	SIMPLEX Part No C	Bore D Min	Bore D Max	Boss Dia E	Dist' Thro' F	DUPLEX Part No	Bore D Min	Bore D Max	Boss Dia E	Dist' Thro' F	TRIPLEX Part No	Bore D Min	Bore D Max	Boss Dia E	Dist' Thro' F
11	67.62	75.6	12B1/11T	10	30	48	35	12B2/11T	10	30	47	50	12B3/11T	20	30	47	70
12	73.60	81.6	12B1/12T	10	32	52	35	12B2/12T	10	32	53	50	12B3/12T	20	32	53	70
13	79.59	87.6	12B1/13T	10	39	58	35	12B2/13T	10	39	59	50	12B3/13T	20	38	59	70
14	85.61	93.6	12B1/14T	10	42	64	35	12B2/14T	20	42	65	50	12B3/14T	20	42	65	70
15	91.63	99.6	12B1/15T	10	48	70	35	12B2/15T	20	48	71	50	12B3/15T	20	48	71	70
16	97.65	105.6	12B1/16T	10	50	76	35	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
17	103.67	111.9	12B1/17T	10	53	80	35	12B2/17T	20	50	83	50	12B3/17T	20	50	83	70
18	109.71	117.9	12B1/18T	10	53	80	35	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
19	115.74	123.9	12B1/19T	10	53	80	35	12B2/19T	20	55	86	50	12B3/19T	20	55	86	70
20	121.78	130.0	12B1/20T	10	53	80	35	12B2/20T	20	60	100	50	12B3/20T	20	60	100	70
21	127.82	136.1	12B1/21T	20	55	90	40	12B2/21T	20	60	100	50	12B3/21T	25	60	100	70
22	133.86	142.1	12B1/22T	20	55	90	40	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
23	139.90	148.1	12B1/23T	20	55	90	40	12B2/23T	20	68	110	50	12B3/23T	25	68	110	70
24	145.94	154.1	12B1/24T	20	55	90	40	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
25	152.00	160.2	12B1/25T	20	55	90	40	12B2/25T	20	72	120	50	12B3/25T	25	72	120	70
26	158.04	166.2	12B1/26T	20	55	95	40	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
27	164.09	172.3	12B1/27T	20	55	95	40	12B2/27T	20	72	120	50	12B3/27T	25	72	120	70
30	182.25	190.4	12B1/30T	20	55	95	40	12B2/30T	20	72	120	50	12B3/30T	25	72	120	70
38	230.69	239.0	12B1/38T	25	60	100	40	12B2/38T *	25	72	120	50	12B3/38T *	25	78	150	70

Plain Bore - Heavy Duty Cast Iron

57	346.81	355.9	12B1/57T	28	55	110	52	12B2/57T	38	85	115	64	12B3/57T	48	80	160	76
76	460.98	471.1	12B1/76T	35	55	110	58	12B2/76T	48	90	155	70	12B3/76T	55	90	165	76
95	576.17	586.2	12B1/95T	38	65	110	64	12B2/95T	55	90	155	70	12B3/95T	58	100	172	76
114	691.38	701.4	12B1/114T	38	75	130	64	12B2/114T	55	100	170	89	12B3/114T	48	100	178	76

Taper Bore - Steel

			Taper Bush				Taper Bush				Taper Bush			
15	91.63	99.6	12B1/15T	TB1610	71	25	12B2/15T	TB1615	72	39	12B3/15T	TB1615	-	49.6
17	103.67	111.9	12B1/17T	TB1610	76	25	12B2/17T	TB1615	80	39	12B3/17T	TB2012	-	49.6
19	115.74	123.9	12B1/19T	TB2012	90	32	12B2/19T	TB2012	90	32	12B3/19T	TB2012	-	49.6
21	127.82	136.0	12B1/21T	TB2517	102	44	12B2/21T	TB2517	107	44	12B3/21T	TB2517	-	49.6
23	139.90	148.1	12B1/23T	TB2517	108	44	12B2/23T	TB2517	108	44	12B3/23T	TB2517	-	49.6
25	152.00	160.2	12B1/25T	TB2517	108	44	12B2/25T	TB2517	108	44	T12B3/25T	TB2517	-	49.6

Taper Bore - Heavy Duty Cast Iron

38	230.69	239.0	T12B1/38T	TB2517	108	44	T12B2/38T	TB3020	140	51	T12B3/38T	TB3020	140	51
57	346.81	355.9	T12B1/57T	TB2517	125	45	T12B2/57T	TB3020	155	51	T12B3/57T	TB3020	160	51
76	460.98	471.1	T12B1/76T	TB2517	125	45	T12B2/76T	TB3020	155	51	T12B3/76T	TB3020	160	51
95	576.17	586.2	T12B1/95T	TB2517	130	45	T12B2/95T	TB3020	155	51	T12B3/95T	TB3020	172	76
114	691.38	701.4	T12B1/114T	TB2525	130	64	T12B2/114T	TB3030	170	76	T12B3/114T	TB3030	178	76

REBORE, KEYWAY AND SETSCREW MODIFICATION SERVICE AVAILABLE - SEE PAGE 69

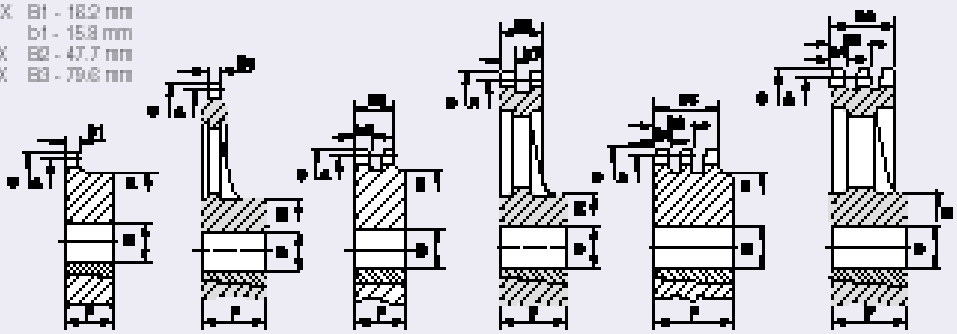
Transmission Sprockets ISO606

25.4mm (1.000") Pitch

Tooth Width SIMPLEX B1 - 18.2 mm
Tooth Width b1 - 15.9 mm
Tooth Width DUPLEX B2 - 47.7 mm
Tooth Width TRIPLEX B3 - 79.6 mm

* Welded Hub

Key
Steel
Cast Iron



Plain Bore - Steel

No of Teeth	PCD	Top Dia A	SIMPLEX Part No C	Bore D Min	Bore D Max	Boss Dia E	Dist' Thro' F	DUPLEX Part No	Bore D Min	Bore D Max	Boss Dia E	Dist' Thro' F	TRIPLEX Part No	Bore D Min	Bore D Max	Boss Dia E	Dist' Thro' F
11	90.14	101.7	16B1/11T	16	40	61	40	16B2/11T	20	44	64	70	16B3/11T	25	44	64	100
12	98.14	109.7	16B1/12T	16	45	69	40	16B2/12T	20	45	72	70	16B3/12T	25	45	72	100
13	106.12	117.7	16B1/13T	16	50	78	40	16B2/13T	20	50	80	70	16B3/13T	25	50	80	100
14	114.15	125.7	16B1/14T	16	55	84	40	16B2/14T	20	55	88	70	16B3/14T	25	55	88	100
15	122.17	133.7	16B1/15T	16	60	92	40	16B2/15T	20	60	96	70	16B3/15T	25	60	96	100
16	130.20	141.8	16B1/16T	20	60	100	45	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
17	138.22	149.8	16B1/17T	20	60	100	45	16B2/17T	25	72	112	70	16B3/17T	25	72	112	100
18	146.26	157.8	16B1/18T	20	60	100	45	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
19	154.53	165.9	16B1/19T	20	60	100	45	16B2/19T	25	82	128	70	16B3/19T	25	82	128	100
20	162.58	173.9	16B1/20T	20	60	100	45	16B2/20T	25	85	130	70	16B3/20T	25	85	130	100
21	170.45	182.0	16B1/21T	20	70	110	50	16B2/21T	25	85	130	70	16B3/21T*	25	85	130	100
22	178.48	190.1	16B1/22T	20	70	110	50	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
23	186.53	198.1	16B1/23T	20	70	110	50	16B2/23T*	25	85	130	70	16B3/23T*	25	85	130	100
24	194.59	206.2	16B1/24T	20	70	110	50	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
25	202.66	214.2	16B1/25T	20	70	110	50	16B2/25T*	25	85	130	70	16B3/25T*	25	85	130	100
26	210.72	222.3	16B1/26T	20	75	120	50	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
27	218.79	230.4	16B1/27T	20	75	120	50	16B2/27T*	25	85	130	70	16B3/27T*	30	85	130	100
30	243.00	254.6	16B1/30T	20	75	120	50	16B2/30T*	25	85	130	70	16B3/30T*	30	85	130	100
38	307.59	319.2	16B1/38T*	25	75	120	50	16B2/38T*	25	90	140	70	16B3/38T*	30	90	140	100

Plain Bore - Heavy Duty Cast Iron

57	461.06	474.9	16B1/57T	35	75	130	70	16B2/57T	35	100	178	89	16B3/57T	45	110	216	102
76	614.64	628.4	16B1/76T	35	75	135	70	16B2/76T	45	100	178	89	16B3/76T	55	110	216	102
95	768.22	782.0	16B1/95T	45	75	135	80	16B2/95T	45	110	216	102	16B3/95T	55	110	216	102
114	921.82	935.6	16B1/114T	35	100	172	88	16B2/114T	45	110	209	114	16B3/114T	55	125	222	127

Taper Bore - Steel

			Taper Bush				Taper Bush				Taper Bush			
15	122.17	133.7	T16B1/15T	TB1615	76	38	T16B2/15T	TB2012	-	47.7	-	-	-	-
17	138.23	149.8	T16B1/17T	TB2012	90	52	T16B2/17T	TB2517	-	47.7	T16B3/17T	TB2525	-	79.6
19	154.52	165.9	T16B1/19T	TB2517	108	44	T16B2/19T	TB2517	-	47.7	T16B3/19T	TB3030	-	79.6
21	170.42	182.0	T16B1/21T	TB2517	110	44	T16B2/21T	TB3030	140	51	T16B3/21T	TB3030	-	79.6
23	186.54	198.1	T16B1/23T	TB2517	110	44	T16B2/23T	TB3030	140	51	T16B3/23T	TB3535	159	89
25	202.66	214.2	T16B1/25T	TB2517	110	44	T16B2/25T	TB3030	140	51	T16B3/25T	TB3535	175	89

Taper Bore - Heavy Duty Cast Iron

38	307.58	319.2	T16B1/38T	TB3030	155	51	T16B2/38T	TB3030	159	70	T16B3/38T	TB3535	178	89
57	461.06	474.9	T16B1/57T	TB3030	155	51	T16B2/57T	TB3535	178	89	T16B3/57T	TB4040	216	102
76	614.64	628.4	T16B1/76T	TB3030	160	51	T16B2/76T	TB3535	178	89	T16B3/76T	TB4040	216	102
95	768.22	782.0	T16B1/95T	TB3030	160	51	T16B2/95T	TB4040	216	102	T16B3/95T	TB4040	216	102

REBORE, KEYWAY AND SETSCREW MODIFICATION SERVICE AVAILABLE - SEE PAGE 89

Transmission Sprockets ISO606

31.75mm to 38.10mm (1.25" to 1.5") Pitch

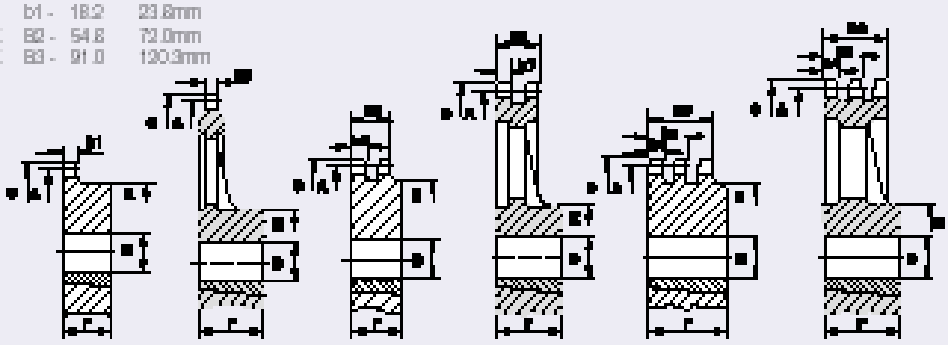
Sprocket size	1.25"p	1.5"pitch
Tooth Width SIMPLEX	B1 - 18.5	24.1mm
Tooth Width	b1 - 18.2	23.8mm
Tooth Width DUPLEX	B2 - 54.6	72.0mm
Tooth Width TRIPLEX	B3 - 91.0	120.3mm

* Welded Hub

Key

Steel

Cast Iron



1.25" Plain Bore - Steel

No of Teeth	PCD	Top Dia A	SIMPLEX Part No C	Boss D Min	Boss D Max	Boss Dia E	Dist' Thro' F	DUPLEX Part No	Boss D Min	Boss D Max	Boss Dia E	Dist' Thro' F	TRIPLEX Part No	Boss D Min	Boss D Max	Boss Dia E	Dist' Thro' F
17	172.83	180.76	20B1/17T	25	85	120	60	20B2/17T	50	85	120	80	20B3/17T	50	85	120	115
19	192.89	200.96	20B1/19T	25	85	120	60	20B2/19T	50	85	120	80	20B3/19T	50	85	120	115
21	213.09	221.41	20B1/21T	50	100	140	65	20B2/21T	50	100	140	80	20B3/21T	50	108	140	115
23	233.17	241.22	20B1/23T	50	100	140	65	20B2/23T	50	100	140	80	20B3/23T	50	108	140	115
25	253.31	261.09	20B1/25T	50	100	140	65	20B2/25T	50	100	140	80	20B3/25T	50	108	140	115

1.25" Plain Bore - Heavy Duty Cast Iron

38	384.48	402.09	20B1/38T	50	105	150	65	20B2/38T	50	105	150	80	20B3/38T	50	105	150	115
57	576.35	599.54	20B1/57T	48	95	170	81	20B2/57T	65	110	205	127	20B3/57T	70	135	222	147
76	768.50	784.86	20B1/76T	55	100	178	89	20B2/76T	70	125	224	148	20B3/76T	85	148	254	168

1.5" Plain Bore - Steel

17	257.54	325.55	24B1/17T	25	95	156	65	24B2/17T	50	95	156	108	24B3/17T	50	85	156	150
19	291.47	349.67	24B1/19T	25	95	156	65	24B2/19T	50	95	160	108	24B3/19T	50	114	160	150
21	325.63	376.61	24B1/21T	50	105	150	80	24B2/21T	50	114	160	108	24B3/21T	40	114	160	150
23	279.81	300.23	24B1/23T	50	105	150	80	24B2/23T	50	114	160	108	24B3/23T	40	114	160	150
25	393.09	324.10	24B1/25T	50	105	150	80	24B2/25T	50	114	160	108	24B3/25T	40	114	160	150

1.5" Plain Bore - Heavy Duty Cast Iron

38	461.57	479.81	24B1/38T	50	105	150	80	24B2/38T	40	114	160	108	24B3/38T	40	114	160	150
57	691.62	709.01	24B1/57T	60	110	168	122	24B2/57T	80	140	254	152	24B3/57T	80	158	267	175
76	921.97	939.78	24B1/76T	65	135	216	155	24B2/76T	85	150	267	168	24B3/76T	108	178	297	198

REBORE, KEYWAY AND SETSCREW MODIFICATION SERVICE AVAILABLE - SEE PAGE 69

Transmission Sprockets ISO606

44.45mm to 50.8mm (1.75" to 2.0") Pitch

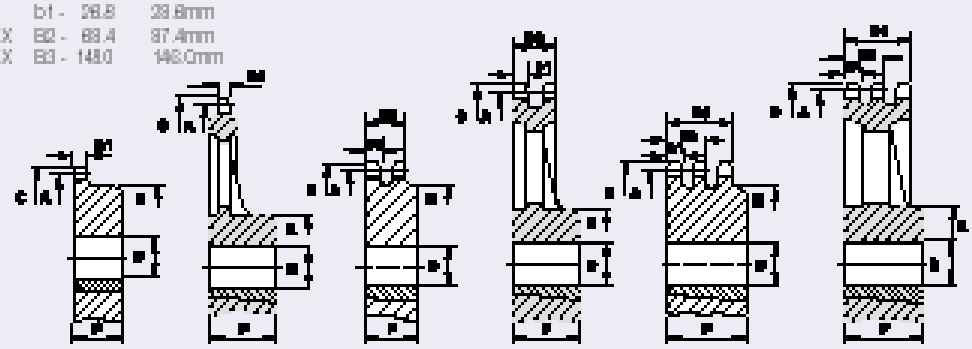
	Sprocket size	
	1.75"p	2.0"pitch
Tooth Width SIMPLEX	B1 - 29.4	29.4mm
Tooth Width	b1 - 26.8	26.8mm
Tooth Width DUPLEX	B2 - 63.4	87.4mm
Tooth Width TRIPLEX	B3 - 148.0	148.0mm

* Welded Hub

Key

Steel

Cast Iron



1.75" Plain Bore - Steel

			SIMPLEX					DUPLEX					TRIPLEX				
No of Teeth	PCD	Top Dia A	Part No C	Bore D Min	Bore D Max	Boss Dia E	Dist Thro' F	Part No	Bore D Min	Bore D Max	Boss Dia E	Dist Thro' F	Part No	Bore D Min	Bore D Max	Boss Dia E	Dist Thro' F
19	270.05	292.61	2B1/19T	30	114	160	75	2B2/19T	30	123	180	120	2B3/19T	30	128	180	180
21	298.25	324.36	2B1/21T	30	114	160	75	2B2/21T	30	123	180	120	2B3/21T	40	128	180	180
23	326.44	352.04	2B1/23T	30	114	160	75	2B2/23T	30	123	180	120	2B3/23T	40	128	180	180
25	354.66	379.98	2B1/25T	30	114	160	75	2B2/25T	30	123	180	120	2B3/25T	40	128	180	180

1.75" Plain Bore - Heavy Duty Cast Iron

38	528.33	528.28	2B1/38T	30	128	180	75	2B2/38T	40	142	200	120	2B3/38T	40	142	200	180
57	806.33	829.31	2B1/57T	70	125	224	147	2B2/57T	100	150	267	165	2B3/57T	105	138	284	165
76	1075.61	1097.53	2B1/76T	85	140	244	165	2B2/76T	100	150	267	165	2B3/76T	120	202	284	178

2.0" Plain Bore - Steel

19	309.64	337.82	2B1/19T	30	114	160	90	2B2/19T	40	142	200	120	2B3/19T	40	142	200	180
21	340.84	372.68	2B1/21T	40	128	180	90	2B2/21T	40	142	200	120	2B3/21T	40	142	200	180
23	373.09	404.37	2B1/23T	40	128	180	90	2B2/23T	40	142	200	120	2B3/23T	40	142	200	180
25	405.31	436.12	2B1/25T	40	128	180	90	2B2/25T	40	142	200	120	2B3/25T	40	142	200	180

2.0" Plain Bore - Heavy Duty Cast Iron

38	615.16	644.48	2B1/38T	40	142	200	90	2B2/38T	100	174	244	165	2B3/38T	105	138	284	165
57	922.17	950.47	2B1/57T	85	174	244	165	2B2/57T	105	189	264	165	2B3/57T	120	202	284	178
76	1229.33	1275.05	2B1/76T	100	190	267	165	2B2/76T	120	202	284	178	2B3/76T	130	232	325	181

REBORE, KEYWAY AND SETSCREW MODIFICATION SERVICE AVAILABLE - SEE PAGE 89

D.2 MOTOR DEL DISC

Description

Catalogues

This catalogue is supplemented by the standard motor catalogue ESMOT/81-02 ES, wherein the constructional features, modifications and other accessories are set forth, along with their corresponding codes.

Standards

The dimensions and nominal ratings conform to CENELEC and can therefore be interchanged with other standard motors with or without brake.

Degrees of protection

The degrees of protection as per IEC standards 34-5 are: terminal box and brake electrical components: IP 55; other motor parts: IP 55.
Brake mechanical components: IP 23 S.
Mechanical parts of the brake, protected with a rubber ring and V-ring: IP 55 (optional variant code + 213).

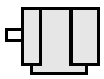
Cooling

The standard method of cooling as in IEC 34-6 is IC-411, frame cooled with external fan driven by the motor at self.

Mounting arrangements

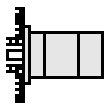
Mounting arrangements as in IEC Publi. 34-7

IM 1001



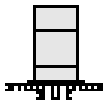
Foot-mounted horizontal motor

IM 3001



Flange-mounted horizontal motor

IM 3011



Flange-mounted vertical motor with the shaft extension downwards

The design of the brake motor enables it to operate in any mounting position. Nevertheless, the position of the drain holes should be taken into account.

Vertically mounted motors with the shaft end downwards, intended for outdoor operations, should be supplied with a protective roof to avoid ice formation on the brake.

Motor design

From the constructional point of view, the motor is a standard design modified for braking duties.

Operation

The brake motor is a three-phase induction motor with standard dimensions and output ratings. An electromagnetic disc brake is powered -depending on whether three-phase a.c. or d.c.- by means of a rectifier located in the motor terminal box.

When deenergizing the brake coil, this acts by springs pressure.

The axial movement of the brake disc performs a dual braking action against the moving electromagnet and the motor shield, without pressure or impact being transmitted to the bearings.

The friction material withstands high temperatures, has great wear resistance, and allows a large number of braking operations.

Lubrication

The bearings incorporate two Z-type non-friction sealing plates. The amount of grease is sufficient for the life of the bearing.

Bearings

The motors are fitted with the bearings listed in the following table:

Motor size		Foot or flange mounted	
		D-end	N-end
MSMRF/S	63	6202-2Z/C3	6202-2Z/C3
	71	6203-2Z/C3	6203-2Z/C3
	80	6204-2Z/C3	6204-2Z/C3
MSMARF/S	90	6205-2Z/C3	6205-2Z/C3
	100	6206-2Z/C3	6206-2Z/C3
	112	6208-2Z/C3	6208-2Z/C3
	132	6208-2Z/C3	6208-2Z/C3
	160	6209-2Z/C3	6209-2Z/C3

Brake design

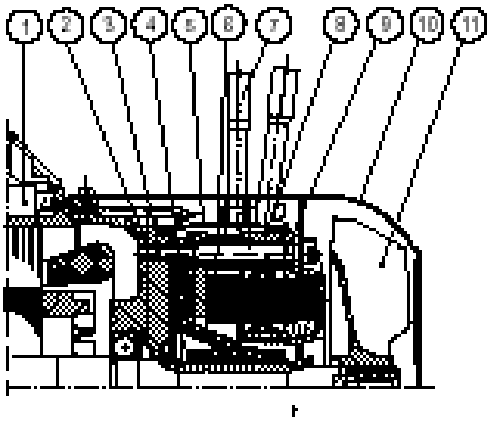
General

Electromagnetic disc brakes are applied by the action of a set of springs and are released when applying voltage to the brake coil.

This means that the motor will brake automatically in case of any voltage failure, a significant safety feature. The brake always operates, irrespective of the mounting position of the brake motor.

Brake design

Detailed view



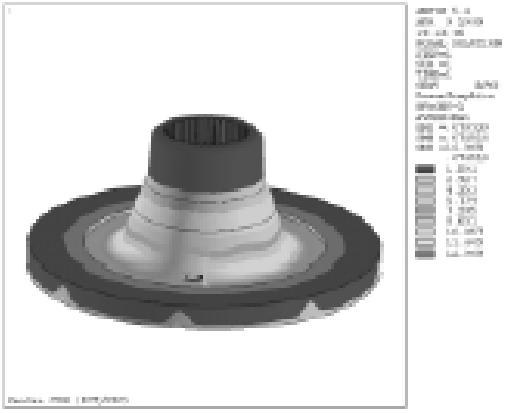
1 Rectifier (d.c. brake only)
2 Motor N-end shield
3 Screw
4 Brake disc
5 Dust protection IP55 + V-Ring (optional)
6 Mobile electromagnet
7 Hand release
8 Airgap regulation screw
9 Fixed electromagnet
10 Fan cover
11 Fan

Brake disc

The brake disc-lining- is made up of a special material (no asbestos). It is highly resistant to wear and has excellent thermal conductivity, thus having a consistent coefficient of resistance even at high temperatures.

The brake disc withstands a large number of braking operations and is insensitive to dust and moisture.

There is a difference in torque value between a new and a used disc (see page 8).



Resetting the air gap

The brakes are supplied adjusted to the nominal values air gap.

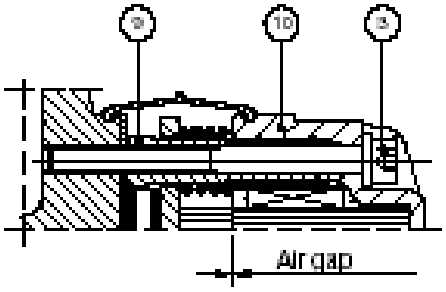
The air gap should be reset to its nominal value when the wear of the lining reaches the readjustment value (Xn) stated in table 5.

For this operation, act on the bushings (9) after releasing the bolts (3).

Tighten up the bushings in the magnet support (10) as required to reach the rated air gap value stated in table 5.

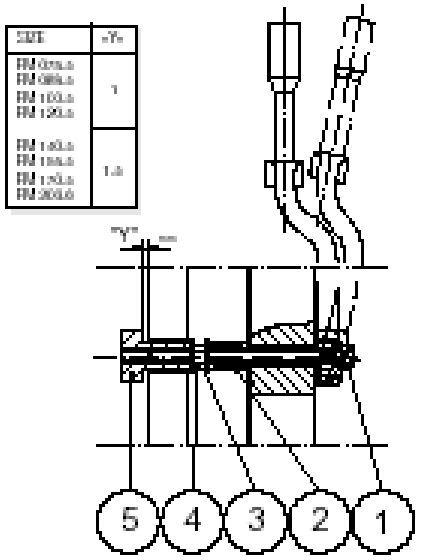
Screw up the bolts (3) using tightening torque C_A (see table 5).

At the end of the operation check that the air gap complies with the specified value and is uniform over the whole surface.



Brake design

Hand-release



The device is a lever which overrides the action of the brake springs as long as it is applied. To install the release lever, proceed as follows:

Remove the rubber protection, if any. Insert screw (1) with its washer, position the spring (2) and washer (3) and screw the nut (4) highly. Fit the other washer and the square-head nut (5); adjust the position of the nut in relation to the moving magnet (Y value) with the central screw (1). When reached required value, tighten the inner nut (4) while holding nut (5) fixed.

The use of the release lever entails periodic checking of Y value and the air gap. This should never exceed the maximum values stated in table 8. Checking failures could result in misbraking due to mechanical locking of the moving magnet. Hand release is standard except for frame size 63 in which you should quote variant code 088.

Brake operating times

The operating times stated in table 4 are valid for the nominal air gap and warmed-up brake coil.

t_1 = Brake release time.

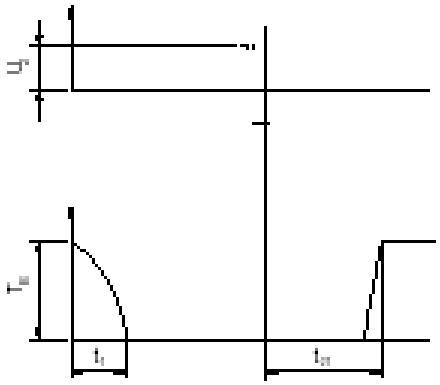
t_{11} = Braking time.

U_2 = Rated voltage.

T_B = Nominal braking torque.

Brake release time = the time from when voltage is applied to the brake coil up to the ceasing of braking action.

Braking time = the time from when the current is switched off up to the starting of braking action.



Motors for outdoor operations

All motors supplied with hand release device intended for outdoor operations should have the rubber ring and V-Ring for dust protection. In addition, vertically mounted motors with shaft downwards must be supplied with a protective roof to avoid possible ice formation on the brake.

Special motors (with d.c. brake)

2-speed motors with 1 or 2 windings, motors with 9 or 12 terminals, and motors that have to be started with star-delta connection, with brake coil for d.c., are supplied with the rectifier fitted in the motor terminal box, without the two wires that normally connect it to the motor terminal. The a.c. supply to the rectifier is independent to the motor supply and should be fed by the main contactor.

The standard brake coil connection voltages for 50 and 60Hz will be those stated in the following table, unless stated otherwise in the order.

1) H.W. = Half-wave rectifier
F.W. = Full-wave rectifier

2) Special coil on request

Table 2

Rectifier input voltage (V ac)	Rectifier type 1)	D.C. coil brake voltage (V)
110	F.W.	102 2)
220	F.W.	205
230	F.W.	205
240	F.W.	205
250	F.W.	223 2)
254	F.W.	223 2)
380	H.W.	178
400	H.W.	178
415	H.W.	178
420	H.W.	178
440	H.W.	205
500	H.W.	223 2)
24 V_{DC}	None	24 2)

Brake data tables

Table 3

Brake motor size		63	71	80	90	100	112	132	132 2 pole 60 Hz	160	160 2 pole 50 Hz	160 2 pole 60 Hz
Brake type		075.5	088.5	100.5	120.5	140.5	155.5	170.5		206.5		
Rated torque[1]	$T_{II\,min}$ (Nm)	7,5	12	18	35	50	85	150	115	230	200	150
Minimum guaranteed [2] rated torque (at cold)	$T_{II\,min}$ (Nm)	4	5	9	20	30	45	110	75	200	130	100
Nominal air gap	X (mm)	0,2	0,2	0,25	0,3	0,35	0,35	0,35		0,4		
Minimum permissible brake disc thickness	(mm)	3,5	3,5	5	5,5	6	6	7,5		8,5		
Recommended air gap readjustement	X_r (mm)	0,5	0,5	0,6	0,7	0,8	0,8	0,8		0,9		
Thickness of new brake disc	Em (mm)	5,5	6	7,5	8,5	9,5	9,5	11		13		
Tightening torque: bolt	C_s (Nm)	6	6	12	12	30	30	30		50		
Input coil: - a.c. brake motor - d.c. brake motor	(VA) (W)	60 30	110 52	160 45	250 72	500 91	700 100	990 120		2000 170		
Friction work per operation	WR_{max} (J)	1×10^5	$1,5 \times 10^5$	2×10^5	$3,5 \times 10^5$	$6,6 \times 10^5$	8×10^5	$1,1 \times 10^6$		2×10^6		
Friction work	PR_{max} (J/h)	3×10^8	$3,5 \times 10^8$	$4,5 \times 10^8$	7×10^8	9×10^8	$9,5 \times 10^8$	1×10^9		$1,2 \times 10^9$		
Operation for thickness wear of 0,1 mm.	$WR_{0,1}$ (J)	7×10^5	10×10^5	15×10^5	17×10^5	31×10^5	$31,5 \times 10^5$	48×10^5		80×10^5		
Moment of inertia	J (kgm^2)	$1,5 \times 10^{-4}$	$3,7 \times 10^{-4}$	$7,5 \times 10^{-4}$	2×10^{-3}	$3,7 \times 10^{-3}$	$6,2 \times 10^{-3}$	$10,4 \times 10^{-3}$		$26,4 \times 10^{-3}$		
Weight	(kg)	0,8	1	1,5	2,7	4	5,2	9		16,2		

(1) Braking torque after performing 10,000 operations.
(2) Minimum braking torque with new disc.

Table 4

Braking (t_{2I}) and release (t_1) times

Brake motor size		63	71	80	90	100	112	132	160
Brake type		075.5	088.5	100.5	120.5	140.5	155.5	170.5	206.5
a.c. brake coil - release time - braking time	t_1 (ms) t_{2I} (ms)	5 25	6,6 25	5 30	5,1 40	5,5 50	5 50	5 65	5,5 105
d.c. brake coil - release time - braking time	t_1 (ms) t_{2I} (ms)	20 10	20 10	25 15	35 20	40 35	50 45	60 55	100 85

D.3 MOTOR DE LA RODA

Servomotores de tipo preferencial e industrial

Tipo de motor / Versión		Serie de motores MDXKX													MDFQA		
		Motores síncronos							Motores asíncronos						Asíncr.-IP23		
		MDSK 030C 096-13	MDSK 030C 096-23	MDSK 030C 056-23	MDSK 030C 055-33	MDXK 030C 071-43	MDXK 030C 071-13	MDXK 030C 071-33	MDXK 040C 056-22	MDXK 040C 071-22	MDXK 040C 090-22	MDXK 040C 090-22	MDXK 040C 100-22	MDXK 040C 112-22	MDFQ 040C 100-22	MDFQ 040C 112-22	MDFQ 040C 192-32
Ventilación	Autoventilación	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	○	○	○			
	Ventilación forzada					●	●	●		●	●	●	●	●	●	●	●
Tipo de protección	IP54	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●			
	IP65 (sólo con autovent.)			○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○			
	IP23S														●	●	●
Frecuencia/ velocidad	>100 Hz, >3000 min⁻¹	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	
	<100 Hz, <2500 min⁻¹										○	○	○	○	●	●	●
Tipo de construcción	B14C105			●	●				●								
	B14C180					●	●	●		●	●	●	●	●			
	B5 FF75	●	●														
	B5A120 FF100			●	●				●								
	B5A180 FF130					●	●	●		●							
	B5A200 FF165										●	●					
	B5A250 FF215												●	●			
	B5A300 FF265													●	●		
	B5A400 FF350																●
	B35A250 FF215														●		
	B35A300 FF265															●	●
	Montaje directo del reductor B0				○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○		
Extremo del eje	11 x 23 MP con chavetero	●	●														
	14 x 30 MP con chavetero			●	●				●								
	19 x 40 MP con chavetero					●	●	●		●							
	24 x 50 MP con chavetero										●	●					
	28 x 60 MP con chavetero												●				
	38 x 80 MP con chavetero													●	●	●	
	55 x 110 MP con chavetero																●
	11 x 23 OP sin chavetero	●	●														
	14 x 30 OP sin chavetero			●	●				●								
	19 x 40 OP sin chavetero					●	●	●		●							
	24 x 50 OP sin chavetero										●	●					
	28 x 60 OP sin chavetero												●				
	38 x 80 OP sin chavetero													●	●	●	
	55 x 110 OP sin chavetero																●
	eje cónico (B9)			○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○			
Freno	sin freno	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●
	24V	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●
	205V			○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	●	●	●
Encoder	Resolver	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●
	SinCos-multivuelta AM512			○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
	SinCos-monovuelta AS512			○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
	ITD21, 2048IMP, TTL								○	○	○	○	○	○	○	○	○
Conexión	Enchufe (pot. y enc.)	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●			
	2 x KK (pot. y enc.)			○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○			
	1 x KK1 (potencia)			○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	●	●	●
Control temperatura	Sensor de temp. KTY	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●
	Interruptor temp. TKO														●	●	●

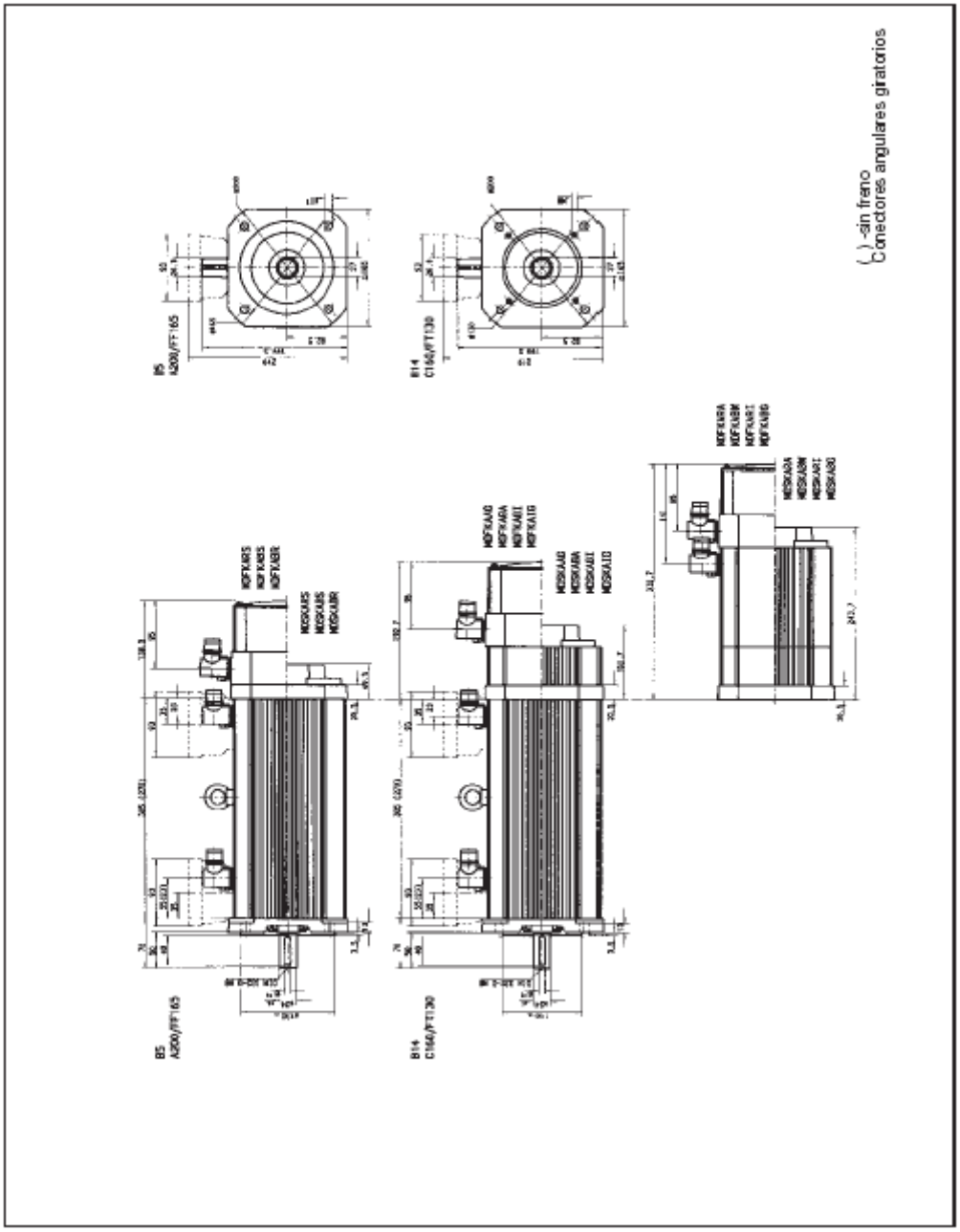
● = tipo preferente
○ = tipo industrial

Servomotores asíncronos de las series MDSKA / MDFKA (ventilación superficie)

Tipo de motor	h [mm]	n_N [min^{-1}]	M_N [Nm]	P_N 5) [kW]	U_N 3~ [V]	I_N [A]	M_0 [Nm]	I_0 [A]	M_{max} 6) [Nm]	n_{max} [min^{-1}]	f_N [Hz]	cos φ N	$J^{1)}$ [$kgcm^2$]	$m^{1)}$ [kg]	Montaje reductor según motor norm. 3)
autoventilado															
MDSKA 056-22, 140	51	3950	2,0	0,8	390	2,4	2,3	2,55	10	8000	140	0,70	2,4	6,4	071, C105
MDSKA 071-22, 140	65	4050	4,0	1,7	390	4,4	4,6	4,6	32	8000	140	0,76	8,3	10,4	080, C160
MDSKA 080-22, 70 4)	71	2000	6,7	1,4	390	3,3	8,0	3,85	60	8000	70	0,75	19,2	15,1	090, C160
MDSKA 080-22, 140		4100	5,4	2,3	390	5,8	8,0	7,7	60	8000	140	0,75			
MDSKA 090-22, 80 4)	83	2300	10,8	2,6	390	5,5	12,8	6,0	100	8000	80	0,81	36	22,9	090,C160
MDSKA 090-22, 140 4)		4110	9,5	4,1	350	10,2	12,8	12,0	100	8000	140	0,80			
MDSKA 100-22, 80 4)	96	2340	16,3	4,0	390	8,2	22,5	9,85	180	8000	80	0,80	72	44,7	112, C160
MDSKA 100-22, 140 4)		4150	12,0	5,2	330	14,0	22,5	19,7	180	8000	140	0,78			
MDSKA 112-22, 85 4)	107	2490	24,6	6,4	390	13,5	39	15,9	300	8000	85	0,83	180	60	132, A300
MDSKA 112-22, 140 4)		4160	17,0	7,4	320	19,8	39	31,8	300	8000	140	0,80			
con ventilación forzada															
MDFKA 071-22, 120	65	3410	6,3	2,2	390	6,0	7,0	6,3	32	8000	120	0,75	8,3	12,0	080, C160
MDFKA 080-22, 60 4)	71	1635	12,0	2,1	390	4,8	13,5	5,25	60	8000	60	0,81	19,2	16,9	090, C160
MDFKA 080-22, 120		3455	10,8	3,9	390	9,1	13,5	10,5	60	8000	120	0,80			
MDFKA 090-22, 60 4)	83	1580	21,5	3,8	390	8,5	23,9	9,05	100	8000	60	0,80	36	25,5	090, C160
MDFKA 090-22, 120		3480	19,0	6,9	390	15,8	23,9	18,1	100	8000	120	0,80			
MDFKA 100-22, 60 4)	96	1700	36,3	6,4	390	13,9	40,0	15,4	180	8000	60	0,83	72	48,2	112, C160
MDFKA 100-22, 120		3510	35,0	13,2	390	28,7	40,0	30,8	180	8000	120	0,80			
MDFKA 112-22, 60 4)	107	1710	61,4	11,0	390	22,5	75	25,8	300	8000	60	0,85	180	63,5	132, A300
MDFKA 112-22, 120		3520	55,0	20,3	390	42,5	75	49,5	300	8000	120	0,80			

1) sin freno, con resolver
2) a 390 V, marcha en vacío M = 0
3) Tamaño de construcción y brida de un motor normalizado con las mismas dimensiones de brida y eje
5) si U_N $P = P_N$ hasta $2,3 \cdot n_N$
6) par magnético / mecánico permitido

Servomotores asíncronos MDXKA 090, formato B5/B14



D.4 REDUCTOR MOTOR DISC

CARACTERISTICAS DE LOS REDUCTORES Y MOTO-REDUCTORES "PUJOL"

Los reductores y moto-reductores "PUJOL", son apropiados para el accionamiento de toda clase de máquinas y aparatos de velocidad reducida.
De construcción totalmente cerrada, permiten su instalación a la intemperie, en lugares polvorientos, húmedos, salinos, etc.
Tornillo sin fín de acero F-1550 cementado y templado, tallado y rectificado de flancos con la mayor precisión.
Corona de bronce centrifugado de aleación especial. El tallado de los dientes se efectúa con máquinas y utilajes especiales.
Ejes y engranajes de acero cromo-níquel con dureza en la capa cementada de 627-682 Brinell(60-64 Rockwell C). Dientes rectificados o esmerilados de flancos.
Cajas y tapas de fundición gris, dotadas de retenes de goma sintética y rodamientos de primera calidad.
Pintados electrostáticamente con polvo Epoxi-Poliéster a 205° C (espesor mínimo 0,060 m.m.). Color gris RAL 7031.
Funcionamiento sumamente silencioso.
El sentido de rotación del eje de salida puede ser a derecha o izquierda, según elección.
Las potencias indicadas en el catálogo han sido calculadas para un factor de servicio = 1.

NORMAS EMPLEADAS DURANTE LA FABRICACION, VERIFICACION Y ACABADO DE LOS REDUCTORES

MATERIALES

Pieza	Material	Norma
Caja, tapas y bridas	GG-15	UNE 36-111-73/DIN 1691
Tornillo sin fin, ejes y engranajes	Acero de cementación	UNE 36-013-79/DIN 17210
Corona	Bronce centrifugado	DIN 1705
Eje de salida hueco	GGG-40 (Serie D, KO y tipos 87 al 130 en la serie L) GG-22 (Serie L: tipos 40 al 61)	DIN 1693 UNE 36-111-73/DIN 1691
Rodamientos	Según fabricante	DIN 625, 635, 720, 5412
Retenes	Nitrilo-butadieno	DIN 3760
Lengüetas de ajuste	Acero F-1140	DIN 6885
Tornillos	Resistencia 8.8	DIN 912/ISO 4762-DIN 933/ISO R 272-1962
Anillos elasticos	Acero muelles, fosfatado	DIN 471/472/983

FABRICACION

	Norma
Estados de superficies mecanizadas	ISO 1302
Construcción y ajuste de engranajes	DIN 3967

VERIFICACION

	Norma
Dureza superficial	UNE 7-257-72
Perpendicularidad eje-brida de salida	DIN 42955
Estanqueidad	Prueba a 1 Kg./cm^2

ACOPLAMIENTO DEL REDUCTOR

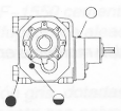
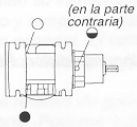
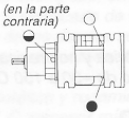
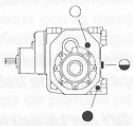
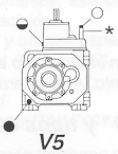
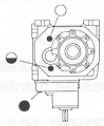
Ejes de entrada y salida libres	Norma
Diámetros y longitudes	DIN 748
Taladro roscado en el extremo	Forma D-DIN 332
Bridas	
Acoplamiento hembra para motor normalizado	Formas B5 y B14 IEC-DIN 42677
Brida de salida (series I, S, D y KO)	Formas A-DIN 42948

PUJOL MUNTALÀ, S. A. se reserva el derecho de utilizar otras normas, si lo cree necesario, para mejorar la fabricación o el acabado de sus productos.

PRESCRIPCIONES GENERALES DE MONTAJE

Asegurar la posición de los reductores de manera que se asienten sobre superficies completamente planas, que no originen esfuerzos o tensiones.
Para evitar dañar los rodamientos, los órganos fijados en los ejes no deben entrar forzados a mazo o martillo sino suavemente a presión, utilizando el agujero roscado del extremo del eje o un espárrago por el interior del eje hueco. Recomendamos para los agujeros de los elementos a montar una tolerancia calidad H7 y para los ejes una tolerancia calidad h6.

Series "KO"

Tipo	Posición de trabajo					
	 B3	 (en la parte contraria) B6	 (en la parte contraria) B7	 B8	 * V5	 V6
K0-303						
KO-403						
KO-503	1,5	2,6	2,1		4,75	
KO-603						
KO-703						
KO-803	8,5	18	13		27,1	

* En caso de que el reductor deba trabajar en la posición **V5**, deberá especificarse en el pedido. En este caso, el tapón de desvaporización se suministrará con este suplemento.

Lubricantes CLP s/DIN 51517, parte 3

Viscosidad recomendada

Temperatura ambiente °C	Viscosidad (mm^2/s (cSt) a 40° C)	
	Velocidad de entrada: n_1	
	500 a 1000 r.p.m.	1000 a 1500 r.p.m.
-10 a +5	VG 100	VG 100
0 a +40	VG 320	VG 220
+35 a +60	VG 460	VG 320

* Para velocidades de entrada n_1 < 500 r.p.m. consultar.
Tolerancia admisible de cada clase VG = ±10% de los valores indicados.
La temperatura máxima de trabajo de un lubricante sin que varíen sustancialmente sus características es aproximadamente de 95º C.

Aceites recomendados

Viscosidad mm^2/s (cSt) a 40° C	Brugarolas	BP	Esso	Mobil	Shell	CEPSA	KLÜBER LUBRICATION	REPSOL
	Extra Gear	BP Energol	SPARTAN	Mobilgear	Shell Omala Oil	Engranajes	Klüberoil GEM 1	Super Tauro
VG 460	460	GR-XP 460	EP 460	634	460	460	460	460
VG 320	320	GR-XP 320	EP 320	632	320	320	320	320
VG 220	220	GR-XP 220	EP 220	630	220	220	220	220
VG 150	150	GR-XP 150	EP 150	629	150	150	150	150
VG 100	100	GR-XP 100	EP 100	627	100	100	100	100

LUBRICANTES PARA LA INDUSTRIA ALIMENTARIA Y FARMACEUTICA

Los lubricantes suministardos con los reductores cumplen con la normativa de homologación **USDA-H2** lo cual significa que pueden ser recomendados en la industria alimentaria y farmacéutica, siempre que sea imposible un contacto con los alimentos.
Bajo demanda pueden suministrarse los reductores con lubricantes bajo homologación **USDA-H1** lo cual significa que pueden ser utilizados en la industria alimentaria y farmacéutica, allí donde puede existir un contacto ocasional técnicamente inevitable entre los alimentos y el lubricante.

i_N – Relación de reducción nominal
i_R – Relación de reducción real
M_2 – Par salida útil (Nm)
n_2 – Velocidad salida nominal (r.p.m.)
P – Potencia máxima transmisible (kW)

Ejemplo de empleo de las tablas:
n_2 = 50 r.p.m.
Potencia necesaria = 4 kW
Reductor a elegir: KO–503 50 r.p.m.
n_2

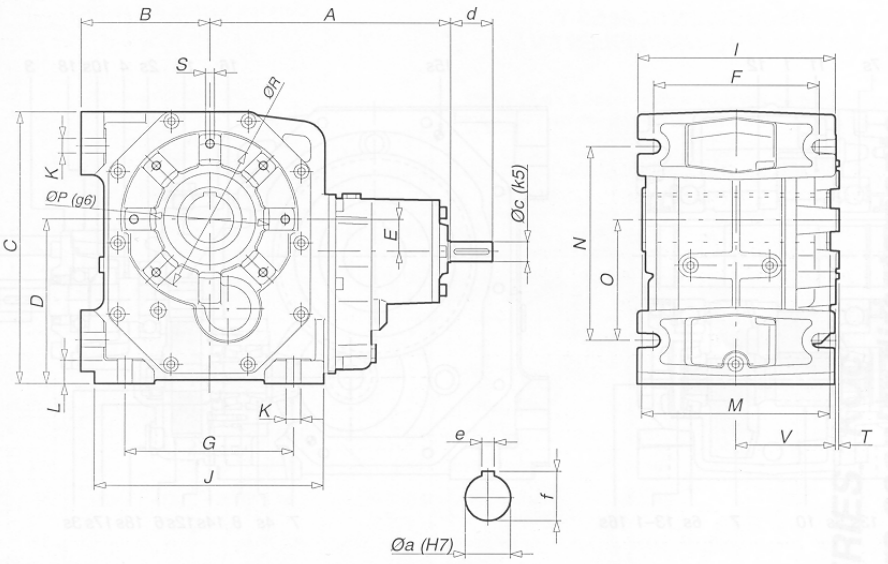
RELACIONES DE REDUCCION REALES Y POTENCIAS MAXIMAS TRANSMISIBLES EN kW

Velocidades nominales en el eje de salida desde 8 r.p.m hasta 210 r.p.m. para una velocidad de entrada de 1440 r.p.m.

i_N	n_2	Tipo 303			Tipo 403			Tipo 503			Tipo 603			Tipo 703			Tipo 803		
		P	i_R	M_2	P	i_R	M_2	P	i_R	M_2	P	i_R	M_2	P	i_R	M_2	P	i_R	M_2
180	8							0,9	187,1	1050							4,3	177,45	4756
140	10							1,3	145,82	1182							5,8	151,86	5490
125	11							1,3	121,05	981							7,9	124,56	6133
112	12							1,6	117,02	1167									
100	14							1,6	96,56	963							8,8	97,34	5339
90	15							2,1	94,34	1235									
80	18							2,4	75,71	1133							12,1	79,84	6021
75	20																15,2	64,71	6130
56	25							3,3	58,33	1200							14,3	58,41	5206
45	30							3,8	46,81	1109							20	47,91	5972
35,5	40							3,8	36,95	875							22	41,48	5688
31,5	50							4,4	30,85	846							26,5	31,55	5211
25	60							6,3	24,16	949							35	24,89	5430
20	75							6,3	19,07	749							40	18,93	4720
16	90							6,3	15,71	617							41	15,27	3902
12,5	110							10,8	13,15	885							48	12,9	3859
10	130							10,8	10,55	710							55	10,58	3627
8	175							10,8	8,33	561							56	8,05	2810
6,3	210							10,8	6,86	462							58	6,5	2350

DIMENSIONES (m.m.)

Serie KO



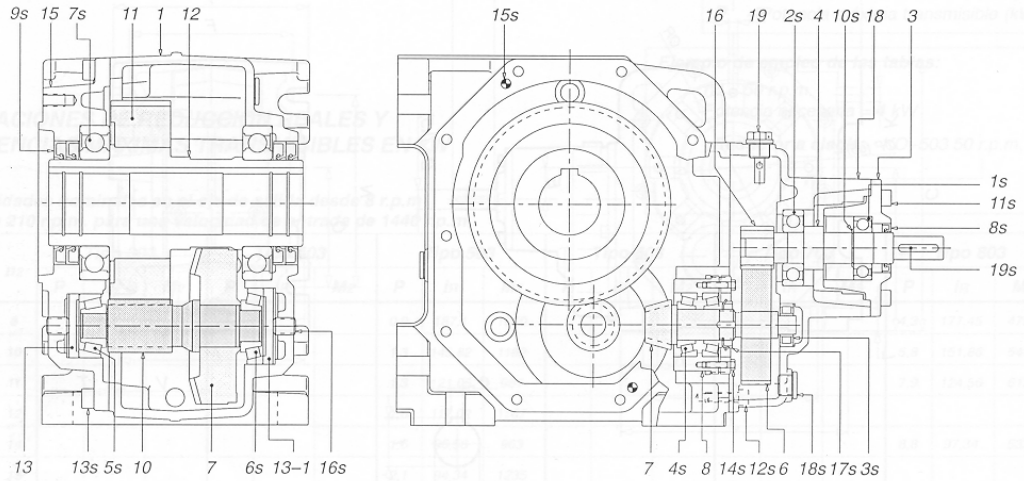
Tipo	Peso Kg.	A	B	C	D	E	F	G	I	J	K	Ł	M	N	O	P	R	S	T	V	a	e	f	c	d
303																									
403																									
503	50	262	140	299	180	35	180	184	215	252	16	27	205	212	132	130	165	M10x18	3,5	107,5	50	14	53,8	19	40
603																									
703																									
803	218	424	218	506	315	57,2	270	300	330	418	26	36	330	390	250	230	265	M14x32	4,5	172	80	22	85,4	32	80

Dimensiones de los ejes de entrada en la pág. 0.11

Los pesos indicados en la tabla son aproximados.
Nos reservamos el derecho de modificar dimensiones sin que por ello cambie la denominación del reductor.
Tenemos a su disposición un juego de diskettes para sistema CAD con los dibujos a escala de nuestros reductores y accesorios.

DESPIECE ORIENTATIVO PARA REPUESTOS

Serie KO



Ref.	Denominación	Ref.	Denominación	Ref.	Denominación
1	Caja	16	Engrane motor (2)	8s	Retén DIN 3760
3	Tapeta entrada	18	Caja prereducción pequeña	9s	Retén DIN 3760
4	Eje entrada (1)	19	Tapón desvaporización	10s	Anillo elástico DIN 471
6	Rueda secundaria (2)			11s	Tornillo cilíndrico DIN 912
7	Grupo cónico (3)			12s	Tornillo cilíndrico DIN 912
8	Dolla ajuste	1s	Rodamiento DIN 625	13s	Tornillo cilíndrico DIN 912
10	5º engrane (2)	2s	Rodamiento DIN 625	14s	Tornillo exagonal DIN 933
11	Rueda salida (2)	3s	Rodamiento DIN 5412	15s	Pasador cilíndrico DIN 1474
12	Eje salida hueco	4s	Rodamiento DIN 720	16s	Varilla roscada DIN 914–45H
13	Disco de apriete	5s	Rodamiento DIN 720	17s	Tuerca de fijación DIN 5415
13–1	Disco de apriete	6s	Rodamiento DIN 720	18s	Tornillo de cierre DIN 908
15	Tapa	7s	Rodamiento DIN 625	19s	Lengüeta de ajuste DIN 6885

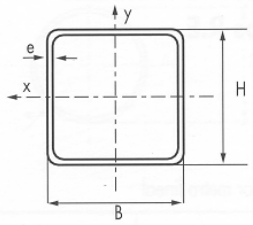
Datos adicionales
(1) Dentado (Nº de dientes) o con piñón postizo *(2) Número de dientes* *(3) Relación de reducción*

EJEMPLO DE PEDIDO PARA RECAMBIOS

Cantidad	Denominación	Ref.	Tipo reductor	Datos adicionales
1	Eje entrada	4	KO–503	Dentado (19 dientes)

D.5 PERFILERIA

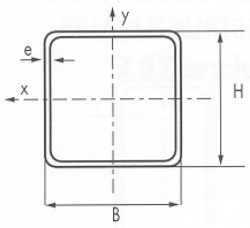
TUBOS CON SOLDADURA
TUBOS ESTRUCTURALES
Cuadrados T.C.E.



Kilogramos por metro lineal

Dimensiones		Peso (kg/m)	Sección (cm^2)	Superficie (m^2/t)
H×B (mm)	e (mm)			
40× 40	3,0	3,47	4,42	45,1
40× 40	4,0	4,53	5,78	34,6
50× 50	3,0	4,21	5,37	44,6
50× 50	4,0	5,52	7,03	31,4
50× 50	4,5	6,15	7,84	30,6
60× 60	3,0	5,32	6,78	44,2
60× 60	4,0	7,00	8,92	33,6
60× 60	5,0	8,63	10,99	27,2
70× 70	3,0	6,43	8,19	43,9
70× 70	4,0	8,48	10,80	33,3
70× 70	5,0	10,48	13,35	26,9
70× 70	6,0	12,42	15,83	22,7
75× 75	3,0	6,73	8,57	43,8
75× 75	4,0	8,87	11,30	33,2
75× 75	5,0	10,97	13,98	26,9
80× 80	3,0	7,17	9,14	43,7
80× 80	4,0	9,47	12,06	33,1
80× 80	5,0	11,71	14,92	26,8
80× 80	6,0	13,90	17,71	22,5
90× 90	3,0	8,28	10,55	43,6
90× 90	4,0	10,94	13,94	32,9
90× 90	5,0	13,56	17,27	26,6
90× 90	6,0	16,12	20,54	22,4
90× 90	7,0	18,64	23,75	19,3
100×100	3,0	9,14	11,64	42,98
100×100	3,2	9,73	12,39	40,37
100×100	4,0	12,06	15,36	32,57
100×100	5,0	14,92	19,00	26,33
100×100	6,0	17,71	22,56	22,17
100×100	7,0	20,44	26,04	19,21

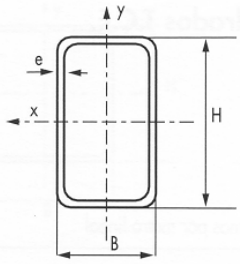
TUBOS CON SOLDADURA
TUBOS ESTRUCTURALES
Cuadrados T.C.E.



Kilogramos por metro lineal

Dimensiones		Peso (kg/m)	Sección (cm^2)	Superficie (m^2/t)
H×B (mm)	e (mm)			
110×110	4,0	12,92	16,46	32,8
110×110	5,0	16,02	20,42	26,4
110×110	6,0	19,08	24,31	22,2
110×110	7,0	22,09	28,14	19,1
125×125	4,0	14,89	18,97	32,6
125×125	5,0	18,49	23,56	26,3
125×125	6,0	22,04	28,08	22,0
125×125	7,0	25,54	32,54	19,0
125×125	8,0	29,00	36,94	16,7
135×135	4,0	15,88	20,23	32,6
135×135	5,0	19,72	25,13	26,2
135×135	6,0	23,52	29,97	22,0
135×135	7,0	27,27	34,74	19,0
135×135	8,0	30,97	39,45	16,7
140×140	4,0	16,86	21,48	32,5
140×140	5,0	20,96	26,70	26,2
140×140	6,0	25,00	31,85	21,9
140×140	7,0	29,00	36,94	18,9
140×140	8,0	32,94	41,97	16,6
140×140	9,0	36,84	46,93	14,9
160×160	5,0	24,04	30,63	26,1
160×160	6,0	28,70	36,56	21,8
160×160	7,0	33,31	42,44	18,9
160×160	8,0,	37,88	48,25	16,5
160×160	9,0	42,39	54,00	14,8
175×175	5,0	26,38	33,61	26,0
175×175	6,0	31,51	40,14	21,8
175×175	7,0	36,59	46,62	18,7
175×175	8,0	41,62	53,03	16,5
175×175	9,0	46,61	59,37	14,7

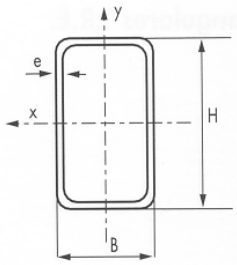
TUBOS CON SOLDADURA
TUBOS ESTRUCTURALES
Rectangulares T.R.E.



Kilogramos por metro lineal

Dimensiones		Peso (kg/m)	Sección (cm^2)	Superficie (m^2/t)
H×B (mm)	e (mm)			
50×30	3,0	3,47	4,42	45,1
50×30	4,0	4,53	5,78	34,6
60×20	3,0	3,47	4,42	45,1
60×20	4,0	4,53	5,78	34,6
60×40	3,0	4,21	5,37	44,6
60×40	4,0	5,52	7,03	31,4
60×40	4,5	6,15	7,84	30,6
70×30	3,0	4,21	5,37	44,6
70×30	4,0	5,52	7,03	31,4
70×50	3,0	5,32	6,78	44,2
70×50	4,0	7,00	8,92	33,6
70×50	4,5	7,82	9,96	30,1
80×20	3,0	4,43	5,64	44,35
80×20	4,0	5,78	7,36	33,98
80×40	3,0	5,32	6,78	44,2
80×40	4,0	7,00	8,92	33,6
80×40	5,0	8,63	10,99	27,2
80×60	3,0	6,43	8,19	43,9
80×60	4,0	8,48	10,80	33,3
80×60	5,0	10,48	13,35	26,9
80×60	6,0	12,42	15,83	22,7
80×70	3,0	6,78	8,64	43,42
80×70	4,0	8,92	11,36	33,03
80×70	5,0	10,99	14,00	26,80
90×30	3,0	5,37	6,84	43,88
90×30	4,0	7,03	8,96	33,50
90×30	4,5	7,84	9,99	30,05

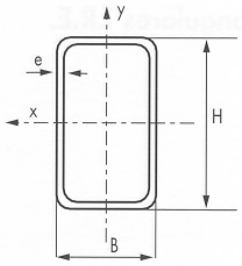
TUBOS CON SOLDADURA
TUBOS ESTRUCTURALES
Rectangulares T.R.E.



Kilogramos por metro lineal

Dimensiones		Peso (kg/m)	Sección (cm^2)	Superficie (m^2/t)
H×B (mm)	e (mm)			
90×50	3,0	6,43	8,19	43,9
90×50	4,0	8,48	10,80	33,3
90×50	5,0	10,48	13,35	26,9
90×50	6,0	12,42	15,83	22,7
90×60	3,0	6,73	8,57	43,8
90×60	4,0	8,87	11,30	33,2
90×60	5,0	10,97	13,98	26,9
90×70	3,0	7,25	9,24	43,31
90×70	4,0	9,55	12,16	32,91
90×70	5,0	11,78	15,0	26,68
90×70	6,0	13,94	17,76	22,53
100×40	3,0	6,43	8,19	43,9
100×40	4,0	8,48	10,80	33,3
100×40	5,0	10,48	13,35	26,9
100×40	6,0	12,42	15,83	22,7
100×50	3,0	6,73	8,57	43,8
100×50	4,0	8,87	11,30	33,2
100×50	5,0	10,97	13,98	26,9
100×60	3,0	7,17	9,14	43,7
100×60	4,0	9,47	12,06	33,1
100×60	5,0	11,71	14,92	26,8
100×60	6,0	13,90	17,71	22,5
100×80	3,0	8,28	10,55	43,6
100×80	4,0	10,94	13,94	32,9
100×80	5,0	13,56	17,27	26,6
100×80	6,0	16,12	20,54	22,4
100×80	7,0	18,64	23,75	19,3
110×70	3,0	8,20	10,44	43,13
110×70	4,0	10,80	13,76	32,72
110×70	5,0	13,35	17,00	26,48
110×70	6,0	15,83	20,16	22,33
110×70	7,0	18,24	23,24	19,37

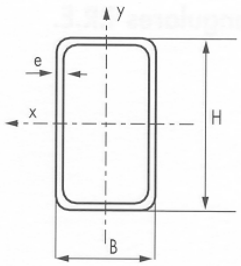
TUBOS CON SOLDADURA
TUBOS ESTRUCTURALES
Rectangulares T.R.E.



Kilogramos por metro lineal

Dimensiones		Peso (kg/m)	Sección (cm^2)	Superficie (m^2/t)
H×B (mm)	e (mm)			
120× 40	3,0	7,25	9,24	43,31
120× 40	4,0	9,55	12,16	32,91
120× 40	5,0	11,78	15,00	26,68
120× 40	6,0	13,94	17,76	22,53
120× 60	3,0	8,28	10,55	43,6
120× 60	4,0	10,94	13,94	32,9
120× 60	5,0	13,56	17,27	26,6
120× 60	6,0	16,12	20,54	22,4
120× 60	7,0	18,64	23,54	19,3
120× 80	3,0	9,02	11,49	43,5
120× 80	4,0	11,93	15,20	32,8
120× 80	5,0	14,79	18,84	26,5
120× 80	6,0	17,60	22,43	22,3
120× 80	7,0	20,37	25,94	19,2
160×120	4,0	16,86	21,48	32,5
160×120	5,0	20,96	26,70	26,2
160×120	6,0	25,00	31,85	21,9
160×120	7,0	29,00	36,94	18,9
160×120	8,0	32,94	41,97	16,6
160×120	9,0	36,84	46,93	14,9
170× 80	4,0	14,89	18,97	32,6
170× 80	5,0	18,49	23,56	26,3
170× 80	6,0	22,04	28,08	22,0
170× 80	7,0	25,54	32,54	19,0
170× 80	8,0	29,00	36,94	16,7
170×100	4,0	15,88	20,23	32,6
170×100	5,0	19,72	25,13	26,2
170×100	6,0	23,52	29,97	22,0
170×100	7,0	27,27	34,74	19,0
170×100	8,0	30,97	39,45	16,7
180× 70	4,0	14,89	18,97	32,6
180× 70	5,0	18,49	23,56	26,3
180× 70	6,0	22,04	28,08	22,0
180× 70	7,0	25,54	32,54	19,0
180× 70	8,0	29,00	36,94	16,7

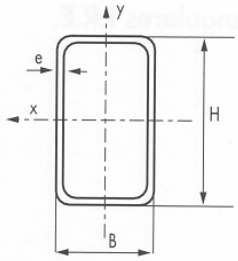
TUBOS CON SOLDADURA
TUBOS ESTRUCTURALES
Rectangulares T.R.E.



Kilogramos por metro lineal

Dimensiones		Peso (kg/m)	Sección (cm^2)	Superficie (m^2/t)
H×B (mm)	e (mm)			
120×100	4,0	12,92	16,46	32,8
120×100	5,0	16,02	20,42	26,4
120×100	6,0	19,08	24,31	22,2
120×100	7,0	22,09	28,14	19,1
140× 60	3,0	9,02	11,49	43,5
140× 60	4,0	11,93	15,20	32,8
140× 60	5,0	14,79	18,84	26,5
140× 60	6,0	17,60	22,43	22,3
140× 60	7,0	20,37	25,94	19,2
140× 80	4,0	12,92	16,46	32,8
140× 80	5,0	16,02	20,42	26,4
140× 80	6,0	19,08	24,31	22,2
140× 80	7,0	22,09	28,14	19,1
150× 50	3,0	9,02	11,49	43,5
150× 50	4,0	11,93	15,20	32,8
150× 50	5,0	14,79	18,84	26,5
150× 50	6,0	17,60	22,43	22,3
150× 50	7,0	20,37	25,94	19,2
150× 70	4,0	12,92	16,46	32,8
150× 70	5,0	16,02	20,42	26,4
150× 70	6,0	19,08	24,31	22,2
150× 70	7,0	22,09	28,14	19,1
150×100	4,0	14,89	18,97	32,6
150×100	5,0	18,49	23,56	26,3
150×100	6,0	22,04	28,08	22,0
150×100	7,0	25,54	32,54	19,0
150×100	8,0	29,00	36,94	16,7
150×120	4,0	15,88	20,23	32,6
150×120	5,0	19,72	25,13	26,2
150×120	6,0	23,52	29,97	22,0
150×120	7,0	27,27	34,74	19,0
150×120	8,0	30,97	39,45	16,7

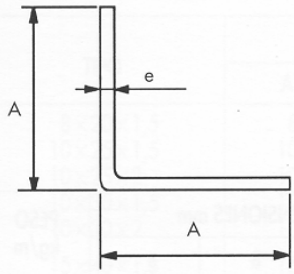
TUBOS CON SOLDADURA
TUBOS ESTRUCTURALES
Rectangulares T.R.E.



Kilogramos por metro lineal

Dimensiones		Peso (kg/m)	Sección (cm^2)	Superficie (m^2/t)
H×B (mm)	e (mm)			
160× 60	4,0	12,92	16,46	32,8
160× 60	5,0	16,02	20,42	26,4
160× 60	6,0	19,08	24,31	22,2
160× 60	7,0	22,09	28,14	19,1
160× 90	4,0	14,89	18,97	32,6
160× 90	5,0	18,49	23,56	26,3
160× 90	6,0	22,04	28,08	22,0
160× 90	7,0	25,54	32,54	19,0
160× 90	8,0	29,00	36,94	16,7
180× 90	4,0	15,88	20,23	32,6
180× 90	5,0	19,72	25,13	26,3
180× 90	6,0	23,52	29,97	22,0
180× 90	7,0	27,27	34,74	19,0
180× 90	8,0	30,97	39,45	16,7
180×100	4,0	18,86	21,48	32,5
180×100	5,0	20,96	26,70	26,2
180×100	6,0	25,00	31,85	21,9
180×100	7,0	29,00	36,94	18,9
180×100	8,0	32,94	41,97	16,6
180×100	9,0	36,84	46,93	14,9
180×140	5,0	24,04	30,63	26,1
180×140	6,0	28,70	36,56	21,8
180×140	7,0	33,31	42,44	18,8
180×140	8,0	37,88	48,25	16,5
180×140	9,0	42,39	54,00	14,8
200× 70	4,0	15,88	20,23	32,6
200× 70	5,0	19,72	25,13	26,2
200× 70	6,0	23,52	29,97	22,0
200× 70	7,0	27,27	34,74	19,0
200× 70	8,0	30,97	39,45	16,7
200× 80	4,0	16,86	21,48	32,5
200× 80	5,0	20,96	26,70	26,2
200× 80	6,0	25,00	31,45	21,9
200× 80	7,0	29,00	36,94	18,9
200× 80	8,0	32,94	41,97	16,6
200× 80	9,0	36,84	46,93	14,9

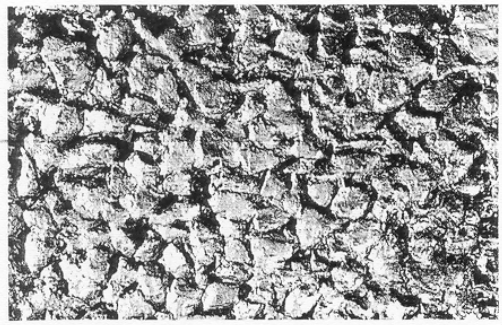
ANGULOS DE LADOS IGUALES



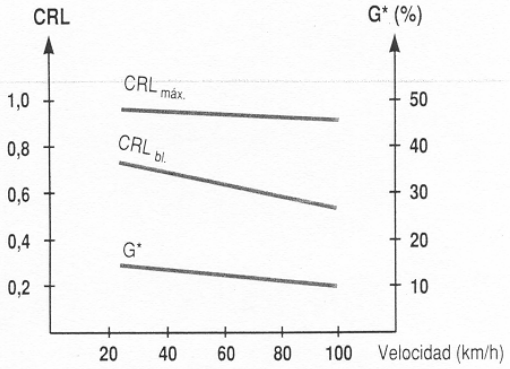
DIMENSIONES mm		PESO kg/m
A	e	
10	1	0,147
10	1,5	0,214
15	1	0,217
15	1,5	0,326
15	2	0,438
20	1	0,293
20	1,5	0,448
20	2	0,586
25	1	0,379
25	1,5	0,569
25	2	0,739
25	2,5	0,841
25	3	1,081
30	1	0,448
30	1,5	0,671
30	2	0,900
30	2,5	1,101
30	3	1,229

DIMENSIONES mm		PESO kg/m
A	e	
35	1,5	0,806
35	2	1,053
35	2,5	1,179
35	3	1,341
35	4	1,870
40	1,5	0,919
40	2	1,118
40	2,5	1,307
40	3	1,551
40	4	1,915
45	3	2,000
50	1,5	1,119
50	2	1,389
50	2,5	1,811
50	3	2,017
50	4	2,708
60	2	1,790
60	3	2,538
60	4	3,455

D.6 PAVIMENTS

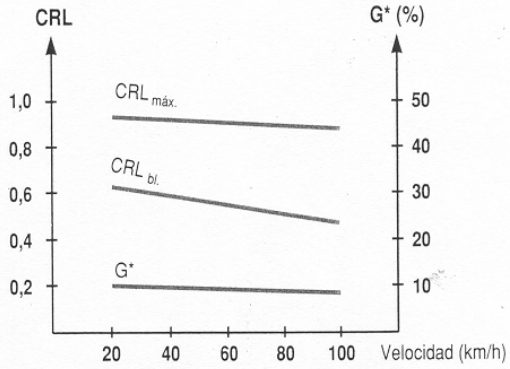


Aglomerado drenante

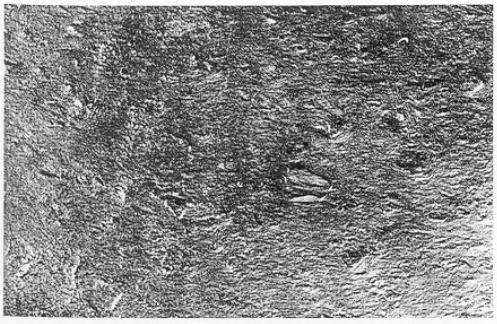


G* (Deslizamiento aparente) correspondiente a CRL máx.

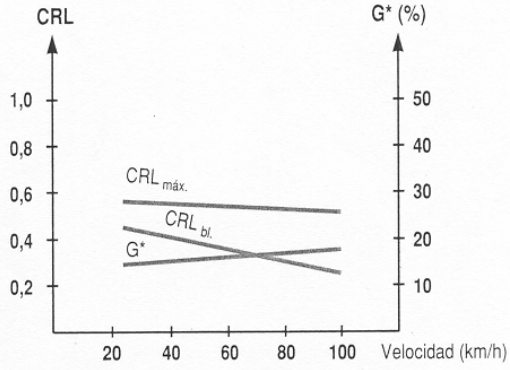
Mezcla bituminosa convencional



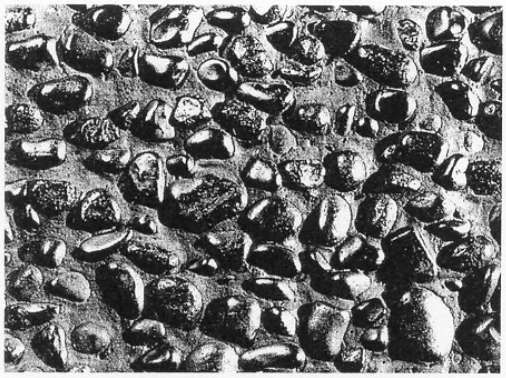
G* (Deslizamiento aparente) correspondiente a CRL máx.



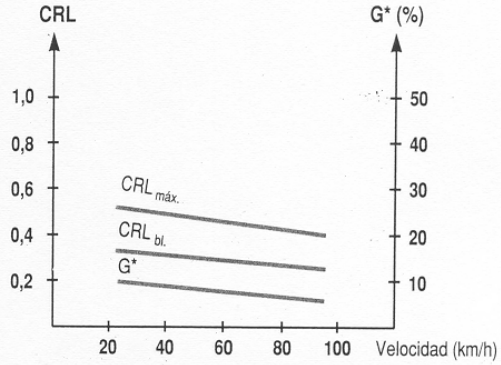
Mezcla tipo asfalto fundido



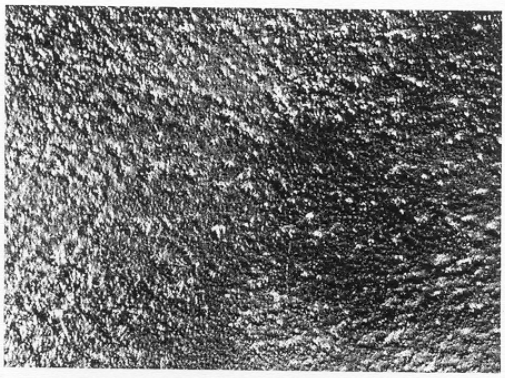
G* (Deslizamiento aparente) correspondiente a CRL máx.



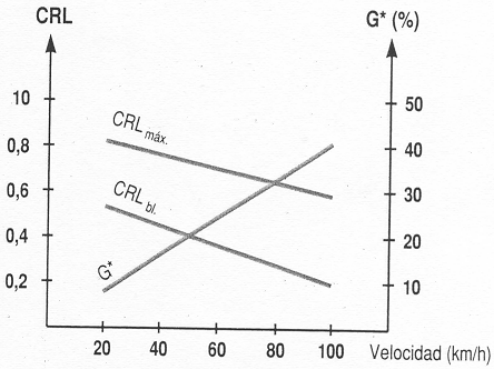
Mezcla bituminosa con gravillas insertadas



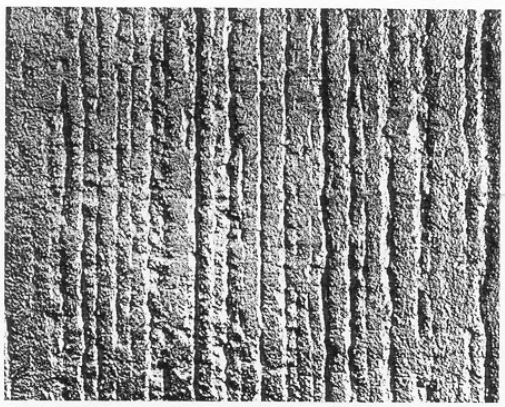
G* (Deslizamiento aparente) correspondiente a CRL máx.



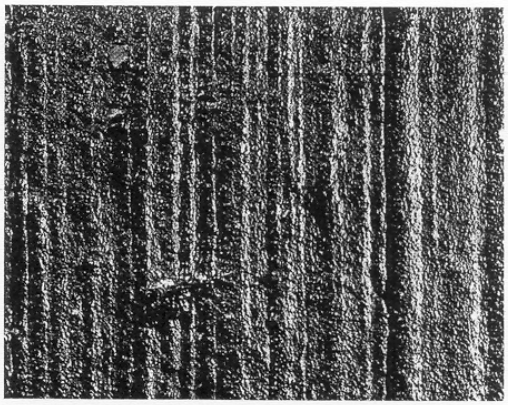
Hormigón sin tratamiento superficial



G* (Deslizamiento aparente) correspondiente a CRL máx.



Hormigón ranurado



Hormigón estriado