

**EPS**

Escola Politècnica

Superior

Projecte/Treball Fi de Carrera

Estudi: Enginyeria Tècn. Ind. Mecànica. Pla 1994

Títol: DISSENY DEL CAPÇAL D'UN MOLINET MOTORITZAT PER A REALITZAR EXTRACTES DE PLANTES EN EL SECTOR DE LA INDUSTRIA FARMACÈUTICA.

Document N°1: MEMÒRIA DESCRIPTIVA. ANNEX A-D

Alumne: Judith Pell i Oliveira

Director/Tutor: Joan Andreu Mayugo Majo

Departament: Eng. Mecànica i de la Construcció Industrial

Àrea: Enginyeria Mecànica

Convocatòria (mes/any): Setembre/2007

ÍNDEX:**DOCUMENT Nº 1: MEMÒRIA DESCRIPTIVA. ANNEX A-D**

1. INTRODUCCIÓ	
1.1 Antecedents	5
1.2 Objecte	6
1.3 Abast	7
1.4 Dades generals del projecte i autor	8
1.5 Especificacions	9
2. ESTAT ACTUAL	10
3. DESCRIPCIÓ DE LA SOLUCIÓ ADOPTADA	
4.1 Actuacions realitzades	12
4.2 Resultat obtingut	14
4. CONCLUSIONS	15
5. RESUM ECONÒMIC	16
6. RELACIÓ DE DOCUMENTACIÓ DEL PROJECTE	17
7. BIBLIOGRAFIA	18
8. ANNEXOS	22

ANNEXOS

ANNEX A: CÀLCULS TÈCNICS	23
A.1. Introducció als càlculs tècnics.	23
A.2. Dades de partida.	24
A.3. Selecció de l'accionament: Motor.	25
A.3.1. Suposició núm 1	25
A.3.2. Suposició núm 2	26
A.4. Selecció de la transmissió: Politges i Corretja.	27
A.4.1. Politges	27
A.4.2. Corretja	29
A.4.2.1. Secció PJ	30
A.4.2.2. Secció PH	40
A.4.3. Resultats obtinguts	45
A.5. Selecció de peces específiques de compra.	46
A.5.1. Corretja dentada	46
A.5.2. Femella estriada ZM20	47
A.5.3. Femella autoblocant	48
A.5.4. Claveta paral·lela	48
A.5.5. Junta laberíntica	49
A.5.6. Rodaments de super precisió	50
A.6. Estudi i dimensionament de l'eix.	51
A.6.1. Càlcul dels cdg de les peces	51
A.6.2. Càlcul de les reaccions en l'eix	56
A.6.3. Diagrames de l'esforç tallant, moment flector i torsor	57
A.6.4. Càlcul de la secció més desfavorable	59
A.7. Estudi dels rodaments.	65
A.7.1. Rodament A	65
A.7.2. Rodament B	66
A.7.3. Resultats Obtinguts	66
A.8. Mètode de parada d'emergència.	67

ANNEX B: CÀLCULS SOLUCIONS ALTERNATIVES	68
B.1. Selecció de rodaments alternatius.	69
B.1.1. Rodament A	70
B.1.2. Rodament B	70
B.2. Selecció de limitador de parell.	71
 ANNEX C: SEGURETAT I SALUT	73
C.1. Breu descripció sobre la seguretat i salut dels treballadors.	74
C.2. Requisits Generals de seguretat en màquines.	75
C.3. Condicions Generals d'utilització.	81
 ANNEX D: FOTOGRAFIES PECES DEL CONJUNT	83
D.1. Conjunt Existent MO3	84
D.2. Politja POLY-V DN45-J.	86
D.3. Tapeta Exterior.	88
D.4. Disc.	90
D.5. Porta Disc.	92
D.6. Conjunt Muntat MO18.	94

DOCUMENT N°1: MEMÒRIA DESCRIPTIVA. ANNEX A-D

1. INTRODUCCIÓ

1.1 Antecedents

Degut a l'increment de la Naturopatia, és a dir, la medicina basada en la utilització de substàncies i tècniques exclusivament naturals per al tractament d'algunes malalties, una empresa de la Indústria Farmacèutica ha decidit introduir-se dins aquest mercat. Aquests canvis han esdevingut en una nova estratègia de l'empresa als nous estils de vida, enfocant part de la seva producció a la Fitoteràpia, nom que s'aplica a l'ús medicinal de les plantes.

En l'actualitat, l'empresa ja comercialitza amb càpsules que contenen l'essència de diferents tipus de plantes medicinals i les classifica i embassa segons les mateixes. El procés a seguir per aconseguir el producte final es realitza mitjançant un molí motoritzat que consta d'unes ganivetes, la funció de les quals és, triturar les fulles de les plantes prèviament seleccionades a unes mides realment minúscules, de tal manera que llavors es puguin introduir dins les càpsules.

Per tal de satisfer les elevades exigències del mercat, l'empresa s'ha hagut de plantejar augmentar la producció. Actualment el procés de trituració de les plantes mitjançant el molí es realitza aproximadament a un màxim de 3.000 rpm i en intentar assolir majors velocitats de treball el capçal de la màquina no les aguanta, cedint un o més dels seus components, patint sobretot, l'eix de transmissió i els rodaments, que en ocasions acaben trencant-se.

Per a intentar resoldre aquest problema, l'empresa Farmacèutica encarrega a BOADA INDUSTRIAL S.A, empresa subministradora de material en el sector de la maquinària industrial, proposar la viabilitat d'un prototipus inicial per provar als seus laboratoris i que posteriorment servirà per a crear una cadena de producció molt més important.

En realitzar un estudi previ, la primera mesura que es proposa al client per a solucionar el problema derivat d'aquest augment de la producció és, dissenyar un nou capçal del molí motoritzat per a què pugui treballar a velocitats superiors a l'actual i, tanmateix, triturar un major nombre de fulles. Això significa un canvi total de la transmissió de la màquina.

1.2 Objecte

Degut a les actuals exigències dels consumidors s'ha de dissenyar un nou capçal del molí motoritzat per a què pugui treballar a major velocitat, aproximadament de 18.000 rpm per a assolir la producció necessària i al mateix temps millors resultats en el producte final.

La principal preocupació és: solucionar els problemes d'enclavament dels rodaments actuals i trencament dels mateixos, flexió, deformació i fins hi tot també trencament de l'eix de transmissió, desgast de les politges i la corretja de transmissió, deteriorament dels retens [...] Tots ells són conseqüència d'aquesta nova velocitat de treball.

Tanmateix, el client no ha volgut facilitar el disseny del conjunt format per les ganivetes, ja que és una aplicació especial de l'empresa. Això provoca una falta de dades importants, com ara la Força de cisalla necessària per a triturar plantes. Aquest motiu provoca un enfocament de càlcul diferent per a dissenyar la nova transmissió, partint de les dades del capçal del prototipus actual de la màquina.

L'estudi aportat es basa en dissenyar un capçal sense variar el parell resistent actual. Partint de les dades del motor existent es re calcularà quina és la potència necessària per a mantenir la velocitat de 18.000 rpm i es dimensionarà el conjunt de nou.

Finalment, s'ha de considerar, tot hi no ser l'objecte principal del projecte, que en el procés de muntatge, els operaris hauran de seguir les instruccions necessàries per a complir amb les normes de seguretat i salut establertes en matèria de transmissió i maquinària.

1.3 Abast

Es pretén solucionar la part mecànica mitjançant l'estudi de:

- Rendiment necessari de l'accionament motor.
- Redisseny del conjunt motriu.
- Càlcul de la transmissió (politges i corretja).
- Utilització de rodaments de precisió.
- Dimensionament de l'eix.
- Necessitat d'incloure, o no, un limitador de parell.
- Canvis necessaris per a simplificar el disseny.
- Tipus de materials de les peces.
- Funcionament del conjunt.

S'inclourà, una breu explicació de la seguretat i salut que s'ha de complir en el cas que la màquina es trobi en funcionament, tot hi ser inicialment, un prototipus de laboratori.

Finalment, s'aportarà també, l'amidament i el pressupost de totes les peces del conjunt per tal de completar l'estudi del nou disseny del capçal. Així el client podrà valorar la conveniència d'invertir més maquinària en aquest mercat.

1.4 Dades generals del projecte i autor

Identificació de l'estudi realitzat:

TÍTOL PROJECTE:	DISSENY DEL CAPÇAL D'UN MOLINET MOTORITZAT PER A REALITZAR EXTRACTES DE PLANTES EN EL SECTOR DE LA INDUSTRIA FARMACÈUTICA.
	CODI IDENTIFICADOR: "DISSENY CAPÇAL MOLÍ MICROMILL"
ENTITAT SOL·LICITANT:	Empresa del sector de la Indústria Química/Farmacèutica.
	DADES ENTITAT: Desconegudes per a la realització del projecte.
AUTOR PROJECTE:	Judith Pell i Oliveira
	DADES AUTOR: Enginyera Tècnica Industrial Mecànica Col·legida nº: ---- DNI. 40336650-D
ENTITAT TITULAR:	BOADA INDUSTRIAL, S.A.
	DADES ENTITAT: Central: C/ Bondia s/n 17481 – SANT JULIÀ DE RAMIS (Girona) Tel. 902 190 500 - Fax. 902 190 555 e-mail. info@boadaindustrial.com CIF. A-17035163
DATA ENCÀRREC:	19 de desembre del 2.006
DATA FI REDACCIÓ:	04 de setembre del 2.007

1.5 Especificacions

Bases de partida requerits o desitjats per el client i les normatives exigides en la construcció de maquinària:

	ESPECIFICACIÓ	DESCRIPCIÓ
FUNCIÓ MÀQUINA	REQUERIMENT	Trituració de plantes de manera que s'aconsegueixi una pols (μm) de les fulles mitjançant un conjunt de ganivetes adaptades al capçal.
FUNCIÓ CAPÇAL	REQUERIMENT	Adaptar el capçal per a què pugui treballar a la velocitat de 18.000 rpm sense problemes.
DIMENSIÓ MÀQUINA	OPCIONAL	
DIMENSIÓ CAPÇAL	OPCIONAL	Aproximadament (270 x 132 x 132) mm.
PES MÀQUINA	OPCIONAL	Aproximadament (26 ÷ 30) kg sense motor.
PES CAPÇAL	OPCIONAL	Aproximadament (8 ÷ 9) kg.
PES MOTOR	REQUERIMENT	54 kg.
ACCIONAMENT	REQUERIMENT	Motor asíncron trifàsic 2 Pols 3000 min^{-1} . 230/400 V IP50Hz. Velocitat de treball de l'eix 18.000 rpm.
PARADA	OPCIONAL	Limitador de parell opcional.
ELEMENTS MECÀNICS COMERCIALS CONSTRUÏTS	REQUERIMENT REQUERIMENT	Peces existents al mercat i normalitzats. Peces mecanitzades especialment per al conjunt.
MATERIAL	OPCIONAL	Eix de transmissió d'acer Aliat F-1270. Separadors interior / exterior d'acer Aliat F-1140. Resta de peces Acer Inoxidable AISI 316.
MUNTATGE	REQUERIMENT	Facilitat en el muntatge i desmuntatge per a la reparació de les avaries i per a canviar els rodaments en sobrepassar el seu temps de vida.
NORMATIVA	REQUERIMENT	Normativa aplicable sobre seguretat de les màquines. Normativa per maquinària del Sector Farmacèutic. Nomes bàsiques per a maquinària.

ESPECIFICACIONS:

REQUERIMENT – Especificacions requerides per el client.

OPCIONAL – Especificacions aportades al nou disseny.

2. ESTAT ACTUAL

Primerament definim l'estat actual de la màquina i la seva problemàtica per tal de determinar les actuacions a realitzar.

El molí Micromill consta d'un subconjunt rotatiu algunes de les dades del qual ens proporciona el client, juntament amb el plànol fotocopiats de les principals peces que el componen actualment, segons s'observa a la pàgina 85 de l'Annex D de fotografies.

El croquis següent ens indica com es troba dissenyat per el client el conjunt actual.

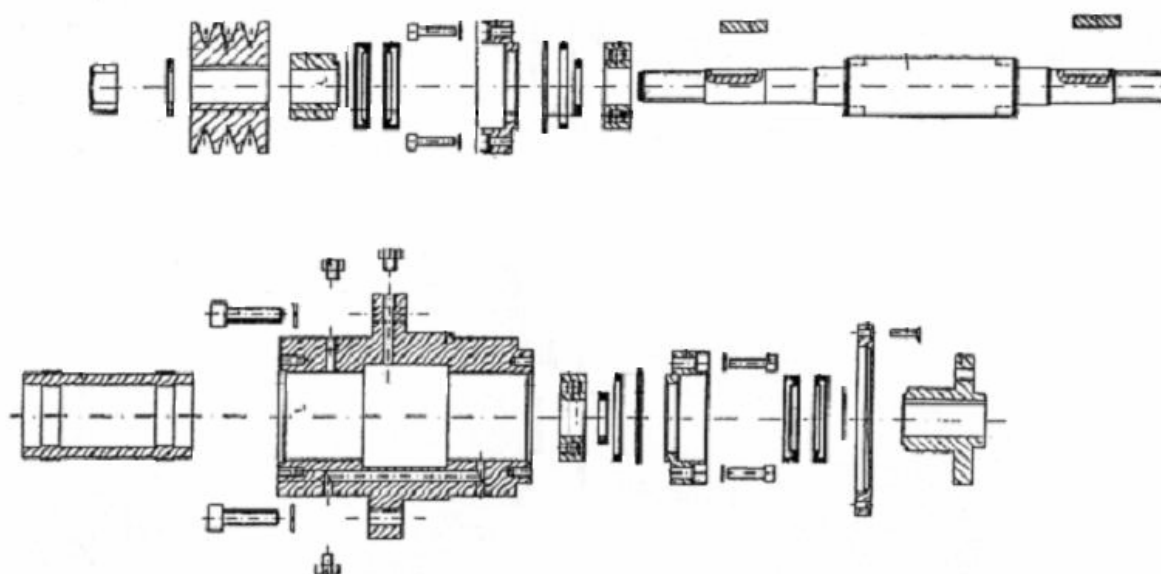


Figura 1.- Capçal de transmissió Moli Micromill 3.000 rpm.

En proposar millores al disseny que el client tenia instal·lat, es parteix de les següents condicions prèvies:

- a) El material que es tritura és variat, com pot ser la camamilla, fulles de carxofes, fucus, til·la [...], però sempre són les fulles i flors de les plantes, en cap cas es trituren materials més sòlids com ara branques o troncs. El material ja s'ha triat amb anterioritat.
- b) El motor actual té una Potència nominal de 5,5 kW i treballa a 3.000 rpm i funciona correctament, per tant els nous components del capçal de la màquina es dissenyaran en base als càlculs obtinguts partint del parell màxim que el motor és capaç de subministrar en l'actualitat.

c) El material que es vol triturar passa entre un disc de ganivetes mòbil que gira davant un altre disc de ganivetes fix. Les ganivetes o plat de pues, es troben disposades en anells concèntrics de manera que la distància entre elles és de dècimes de mil·límetres i en abocar-hi les fulles es trituren de tal manera que s'aconsegueix una pols de les plantes. Ara bé, el client no ha proporcionat ni les dades ni el plànol d'aquest mecanisme de triturat ja que és una aplicació especial de l'empresa i com que el parell resistent real de l'aplicació és complicat trobar-lo, ja que, depèn de les característiques del material a moldre, com ara la compactació, la humitat que hagi pogut absorbir, etc; es parteix del parell màxim del motor, el qual sabem que, en funcionament normal, consumeix un 75% de la intensitat nominal.

L'objectiu final és augmentar aproximadament unes 6 vegades el total de la producció actual, per tant, sabent que ara es treballa a 3.000 rpm, s'haurà d'intentar assolir una velocitat de 18.000 rpm.

Per a aconseguir-ho primer s'han de solucionar els problemes derivats que provoquen avaries en algunes peces del conjunt com ara:

AVARIES en l'eix, ja que aquest és d'acer inoxidable AISI 316 i qualsevol sobrecàrrega es tradueix en una deformació (torsió o flexió excessives) que origina vibracions i provoca el trencament dels rodaments o fins hi tot del mateix eix. Per això s'ha de dimensionar de nou.

AVARIES degudes als rodaments utilitzats fins ara, els rodaments rígids de boles que es trenquen en variar la velocitat. Serà necessari un sistema precarregat de rodaments per a evitar les vibracions.

AVARIES en obturació per la utilització de retens de Viton. A aquestes velocitats qualsevol tipus d'obturació que suposi fricció amb l'eix és un inconvenient perquè es genera calor i per tant dilatacions i deteriorament prematur del propi retén.

Amb totes aquestes dades, més experimentals que numèriques, es dissenyarà una nova transmissió del molí.

3. DESCRIPCIÓ DE LA SOLUCIÓ ADOPTADA

3.1 Actuacions realitzades

Per al nou disseny, com ja s'ha comentat anteriorment, es treballa sobre la potència del motor augmentant-la fins a aconseguir la velocitat desitjada i mantenint el parell del prototip inicial.

La 1a actuació per a aconseguir les 18.000 rpm consta en escollir un motor de major potència nominal per a què el parell no variï massa a l'eix. En aquest cas caldrà que sigui de 11kW. Tanmateix, aquest fet provocarà que la relació de transmissió sigui molt gran i, tot hi poder utilitzar limitadors de velocitat o trens d'engranatge és més senzill el muntatge de politges i corretges per a la transmissió, ja que és un disseny que necessita un manteniment mínim comparat amb els muntatges mencionats. Per exemple, els engranatges necessiten una atenció addicional ja que han d'estar perfectament lubricats amb oli i a aquesta velocitat pot ser un element conflictiu.

La 2a actuació, un cop calculats els diàmetres de, DN280 mm per a la politja del motor i de DN45 mm per a la politja de l'eix, és la utilització per a la transmissió d'un tipus de corretja amb ranures longitudinals del tipus POLY-V que permet treballar amb diàmetres de politges molt petits.

La 3a actuació serà dimensionar de nou l'eix construïnt-lo amb acer F-1270, per les seves millors prestacions mecàniques i augmentant el seu diàmetre màxim fins a DN25 mm. Així s'evitaran els problemes de torsió o deformació.

La 4a actuació és el canvi de tipus de rodaments, utilitzant els Rodaments obturats de Super precisió FAG B7005 E.2RSD.T.P4S.UL. Aquesta selecció es justifica en què l'aplicació demana un nombre de revolucions per minut molt alt i per tant, l'eix ha de quedar suportat de manera rígida i precisa.

La precisió de gir l'aconseguim pel fet que aquest rodament està fabricat amb una precisió més acurada que la dels rodaments rígids de boles i d'aquesta manera es pot reduir el salt radial.

La rigidesa s'assoleix quan es tanca el conjunt de rodaments, és a dir, en precarregar els rodaments. El punt més important és controlar perfectament el valor de la força de precàrrega. Aquesta aplicació es realitza amb l'ajuda de la femella que s'inclou en el nou disseny, la femella estriada de precisió ZM 20. El problema més habitual es troba en saber fins quan s'ha de seguir estrenyent la femella, donat que hi ha el perill de precarregar massa o massa poc.

El muntatge d'aquests rodaments de precisió es caracteritza pel fet que, la precàrrega necessària ve donada pel mateix rodament i s'obté quan els anells interior i exterior es toquen amb els del rodament del seu costat. En els casos com ara aquest, on els rodaments es troben separats, es munta un separador interior i un d'exterior que han de ser exactament de la mateixa longitud. Si el muntatge es realitzés només amb el separador exterior, es podria donar el cas de precarregar en excés el conjunt.

Aquests valors de precàrregues es troben als catàlegs comercials.

Una altra manera de controlar aquesta precàrrega és estrènyer la femella amb un parell recomanat també als catàlegs, però l'opció dels dos separadors és molt més senzilla.

Com a última actuació, s'utilitzen juntes còniques laberíntiques per a segellar l'espai lliure entre la tapa i els rodaments, dotades amb bones prestacions per treballar a elevades velocitats i temperatures. Aquestes juntes estan constituïdes per dos anells cònics de plàstic amb perfils intern i extern en forma de dents que creen un espai en ziga-zaga. En el muntatge, els anells s'encaixen a pressió i les dents es combinen segellant el conjunt muntat.

Finalment, realitzaríem el muntatge de totes les peces a l'eix del capçal seguint les especificacions tècniques.

3.2 Resultats obtinguts

Mitjançant la realització d'aquests canvis a les peces, s'aconsegueix una millora considerable del conjunt capçal, com ara:

Major resistència del material emprat en la construcció de l'eix per a treballar a tant elevada velocitat. S'evita la flexió i torsió del mateix.

Augment de la vida útil dels rodaments en canviar el tipus i disminueixen les vibracions que produïen i provocaven la deformació de l'eix.

Necessitat d'un menor manteniment del conjunt degut a la utilització de politges i corretja, ja que per als engranatges i cadenes cal realitzar una continua lubricació.

S'evita desmuntar el conjunt contínuament en canviar els retens per juntes laberíntiques, ja que els primers no són adequats per a tant elevades temperatures i es deterioren fàcilment.

4. CONCLUSIONS

El disseny d'aquest nou conjunt assegura al client un augment de la rendibilitat del molí assolint així el seu objectiu, incrementant el nombre de plantes medicinals triturades i repercutint tanmateix, en la producció final i la demanda actual del mercat.

El producte que s'aconsegueix és de major qualitat, més fi i refinat degut al treball a una velocitat superior de les ganivetes o plat de pues.

El nou capçal, com ja s'ha comentat anteriorment, necessitarà un menor manteniment i això també es veurà reflectit, a llarg termini, en la capacitat i el cost de la màquina, ja que, per a canviar els rodaments, juntes i altres peces l'interval és superior que en el conjunt existent.

De totes maneres, pel que fa als rodaments, encara s'aconsegueixen millores a la solució obtinguda ja que, un d'ells suporta el doble d'esforç que l'altre i degut a aquesta situació el seu temps de vida és bastant inferior. Per això hi hauria una altra possibilitat de muntatge de rodaments perfectament ajustats al disseny de la màquina i paral·lela a la dels rodaments de boles de contacte angular B7005E.T.P4S.UL els quals substitueixen als rodaments rígids de boles existents perquè aquests provoquen moltes avaries. Tanmateix, s'escullen aquests rodaments perquè els de boles normals amb contacte angular no poden arribar a la velocitat demanada; els rodaments de boles especials per a elevades velocitats tenen una capacitat de càrrega molt baixa i els rodaments de rodets cònics tampoc poden assolir la velocitat de 18.000 rpm.

Finalment, una solució alternativa a la ja adoptada anteriorment per a millorar el temps de vida dels rodaments és, muntar rodament de rodets cilíndrics d'una filera NU1005 que aconsegueixen doblar el temps de vida del més desfavorable dels dos.

5. RESUM ECONÒMIC

En el cas que l'empresa BOADA INDUSTRIAL, S.A. dugui a terme el projecte d'enginyeria amb títol "DISSENY DEL CAPÇAL D'UN MOLINET MOTORITZAT PER A REALITZAR EXTRACTES DE PLANTES EN EL SECTOR DE LA INDUSTRIA FARMACÈUTICA" aquest es realitzarà per el preu total de **TRES MIL DOS-CENTS TRENTA-NOU EUROS AMB QUARANTA-SIS CÈNTIMS (3.239,46 €)** IVA vigent inclòs.

6. RELACIÓ DE DOCUMENTS DEL PROJECTE

DOCUMENT N° 1: MEMÒRIA

MEMÒRIA

ANNEXOS

ANNEX A	CÀLCULS TÈCNICS
ANNEX B	CÀLCULS SOLUCIONS ALTERNATIVES
ANNEX C	SEGURETAT I SALUT
ANNEX D	FOTOGRAFIES
ANNEX E	INFORMACIÓ TÈCNICA

DOCUMENT N° 2: PLÀNOLS

DOCUMENT N° 3: PLEC DE CONDICIONS

DOCUMENT N° 4: ESTAT D'AMIDAMENTS

DOCUMENT N° 5: PRESSUPOST

7. BIBLIOGRAFIA

AENOR – ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN Y CERTIFICACIÓN. Norma Española UNE 157001 – febrero 2002. Criterios Generales para la elaboración de proyectos. (<http://www.ehu.es/Degypi/General/norma157001.pdf>, 21 de maig de 2007).

AGUADO, S. Manual per a la Coordinació de Seguretat i Salut. Projecte / Treball Fi de Carrera. Enginyeria Tècnica Mecànica Industrial. Escola Politècnica Superior. Universitat de Girona. Febrer 2006.

ÁLBAREZ, C., VIDONDO, T. Tecnología de la Delineación I. Formación Profesional. Editorial Edebé. Barcelona. 1985.

BEA INGRANAGGI S.p.A. Pignoni – catene – Pulegge. Catálogo Técnico. Cavarina - Italy. 1998.

BOADA INDUSTRIAL, S.A. Anillos cónicos de fijación Tollok. Catálogo Técnico. Girona. 2003.

CADERSA, S.A. Dimensiones chaveteros y chavetas S/DIN 6885/1 – 6886 y 6887. (<http://www.cadersa.es/pag72.htm>, 31 de març de 2007).

CIURANA, Q., CLAPÉS, Ll., et. Taller i tecnologia mecànica. Fórmules i Taules. Escola Politècnica Superior. Enginyeria tècnica Mecànica Industrial. Girona. 2004.

CONTINENTAL CONTITECH. Drive belts for industrial applications. Timing belts. (http://www.contitech.de/ct/contitech/themen/produkte/antriebsriemen/industrie/industrie_e.html, Gener 2007)

CONTITECH ANTRIEBSSYSTEME GmbH. CONTI - Elementos de transmisión. Contitech Group. Hannover. 2000.

CONTITECH ANTRIEBSSYSTEME GmbH. CONTI FO - Z. Correas Trapezoidales. Contitech Group. Hannover. 2000.

CONTITECH ANTRIEBSSYSTEME GmbH. CONTI-V Multirib multiple V-ribbed belts. Contitech Group. Hannover. 2000.

DINÁMICA DISTRIBUCIONES, S.A. Transmisión Industrial. Catálogo Técnico. Barcelona. 2001.

DINÁMICA DISTRIBUCIONES, S.A. Transmissió de Potència. Corretja i politja Poly-V. (<http://www.dinamica.net/catala/principal.htm>, 10 de juny de 2007).

ENCICLOPEDIA CEAC DEL DELINEANTE. Cálculos en Mecánica. Ediciones CEAC. Barcelona. 1978.

ENCICLOPEDIA CEAC DEL DELINEANTE. Elementos de Máquinas. Ediciones CEAC. Barcelona. 1978.

ENCICLOPEDIA CEAC DEL DELINEANTE. Motores y Máquinas. Ediciones CEAC. Barcelona. 1978.

ENCICLOPEDIA CEAC DEL DELINEANTE. Planos y croquis en mecánica. Ediciones CEAC. Barcelona. 1978.

EQUITRANS 96, S.L., EQUIPOS DE TRANSMISIÓN. Casquillo cónico de montaje TAPRE-LOCK. (http://www.equitrans96.net/taper_lock.htm, 26 de maig de 2007).

FAG SALES EUROPE GmbH. Catálogo WL41 520/3 SB. Rodamientos de bolas / Rodamientos de rodillos / Soportes / Accesorios. Tecfoto. Barcelona. 2000.

FAG ESPAÑOLA, S.A. Averías de los rodamientos. Reconocimiento de daños e inspección de rodamientos. Nº publicación WL82 102/2 SB. p.4-59. 1997.

FAG ESPAÑOLA, S.A. Montaje de Rodamientos. Nº publicación WL80 100/2 SB. p.9-79. 1994.

FAG SCHAEFFLER GROUP. FAG Spindle bearings B7005.E.2RSD.T.P4S. (http://medias.ina.de/medias/en!hp.ec.br.pr/B70..-E-2RSD_FAG*B7005-E-2RSD-T-P4S_FAG;acW3dHzBaFaf, 20 de Febrer de 2007).

FAG SCHAEFFLER GROUP. INA Precision locknuts ZM20 - Radially arranged pegs. (http://medias.ina.de/medias/en!hp.ec.br.pr/B70..-E-2RSD_FAG*B7005-E-2RSD-T-P4S_FAG;acW3dHzBaFaf, 2 d'abril de 2007).

GMN BEARINGS USA, Ltd. Non – Contact Seals. (<http://www.gmnbt.com/noncontact.htm>, 16 de maig de 2007).

GRUPO FAG kugelfischer. La técnica de Rodamientos. La técnica Industrial. Edición 29. p. 3-18. 1990.

HIDALGO DE CAVIEDES, A. Dibujo Técnico. UNED. Ministerio de Educación y Ciencia. Madrid. 1995.

INA RODAMIENTOS, S.A. Rodamientos a bolas – Soportes. Catálogo Técnico 517. Barcelona. 1998.

INSTITUTO NACIONAL DE SEGURIDAD E HIGIENE EN EL TRABAJO. Ministerio de trabajo y asuntos sociales. Normativa AENOR de la Prevención de los riesgos laborales. (<http://www.mtas.es/insht/legislation/legiina.htm>, 10 de juny de 2007).

KRAK, S.F., CHECK, A.F. Tecnología de las máquinas – Herramienta. 5ª Edición. Editorial Marcombo/Boixareu Editores. México. 2002.

LEROY-SOMER. Motores Asincronos. Catálogo Técnico. Angouleme Cedex. France. 2003.

LEROY-SOMER. Motores Asincronos trifásicos cerrados. Catálogo técnico. Angouleme Cedex. France. 2003.

LEROY-SOMER. Motores y Motoreductores. Catálogo técnico. Angouleme Cedex. France. 2003.

MATA, J. ÁLVAREZ, C. Teoría de la Delineación I. Formación profesional. Editorial Edebé. Barcelona. 1985.

MAYR – POWER TRANSMISSION. EAS – Compact. The perfect Torque Limiting Clutch for. (http://www.mayr.de/english/p_old/default.htm, 28 d'abril de 2007).

NORTON, R.L. Diseño de Máquinaria. Editorial McGrawHill. México. 1995.

OPAC, S.L., ELEMENTOS NORMALIZADOS. Chavetas paralelas DIN 6885 - Medida nominal de 50x18 a 100x50. (<http://www.opac.net/pdf/chavetas%206885.pdf>, 31 de març de 2007).

PÉREZ, J.M. Tecnología Mecánica I. Universidad Politécnica de Madrid / Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales. Madrid. 1998.

POCH MASSEGÚ, E. Disseny d'una màquina rotativa talladora de cúpules per a ampolles de polipropilè. Projecte / Treball Fi de Carrera. Enginyeria Tècnica Mecànica Industrial. Escola Politècnica Superior. Universitat de Girona. Maig 2003.

RESHÉTOV, D.N. Atlas de máquinas y mecanismos. 5ª Edición. Ediciones CEAC. Barcelona. 2004.

SAMIFLEX, S.A. Indicaciones para el montaje de los acoplamientos Samiflex. ([http://www.citsa.com/SAMIFLEX%20esp%20\(1\).pdf](http://www.citsa.com/SAMIFLEX%20esp%20(1).pdf), p.14, 31 de març de 2007).

SHIGLEY, J.E., MISCHKE, C.R. Diseño en Ingeniería Mecánica. 5ª Edición. Editorial McGrawHill. México. 1990.

SIT SpA. Poleas Poly-V. Dimensiones. Sección L. Casquillo Cónico SER-SIT. (<http://www.sitspa.com/Catalogo/tcatalog/pdf/025.pdf>, p.1-6, 26 de maig de 2007).

TOLLOK – Unidades cónicas de fijación. Catálogo técnico. (<http://www.tollok.com/cataloghi/Catalogo%20TOLLOK%20spagnolo.pdf>, Gener 2007).

VERDAGUER, N. Conceptes Bàsics de normativa aplicada al Dibuix Tècnic Industrial. Departament d'Enginyeria Industrial / Secció d'expressió Gràfica a l'Enginyeria. UdG. Girona. 1993.

ANNEX A: CÀLCULS TÈCNICS

ANNEX A: CÀLCULS TÈCNICS**A.1. Introducció als càlculs tècnics.**

Partint del mateix parell resistent que ja es tenia i en funció de les dades conegudes del disseny anterior que, es detallen a l'apartat A.2 d'aquest mateix Annex A, es dimensiona:

1. El motor amb la potència nominal necessària per a poder assolir la velocitat de 18.000 rpm. Per això cal estudiar varies opcions abans d'escollir el motor amb les condicions més idònies per a aquest nou disseny com es pot observar a les suposicions dels subapartats A.3.1 i A.3.2 d'aquest Annex A.
2. Un cop s'escull el motor es trien els diàmetres de politges i el tipus i dimensions de la corretja que s'adaptaran millor a les característiques desitjades per això cal estudiar varies seccions de corretges els càlculs de les quals es reflecteixen als subapartats A.4.1 i A.4.2 d'aquest Annex A.
3. Un cop s'ha decidit quin motor, politges i corretja s'utilitzaran, es seleccionen totes les peces de compra necessàries per al muntatge segons l'apartat A.5 d'aquest Annex A
4. Seguidament es dimensiona l'eix per a descobrir si aquest podrà aguantar tots els esforços provocats tant per, les peces que componen el disseny, com per l'elevada velocitat que es vol assolir i, tots aquest càlculs es reflecteixen a l'apartat A.6 d'aquest Annex A.
5. Finalment es trien, a afectes de disseny i muntatge, els Rodaments més idonis que puguin treballar sense problemes a tant elevada velocitat i això es demostra en l'apartat A.7 d'aquest Annex A.

A.2. Dades de partida.

El disseny actual funciona correctament amb un motor de potència nominal 5,5 kW i treballa a la velocitat de 3.000 rpm. A l'eix de sortida del motor hi ha una politja de DN200 mm i en l'eix la politja que rep el moviment és de DN67 mm.

En condicions normals s'iniciarien els càlculs partint de la Força de cisalla de les ganivetes en triturar les plantes medicinals. Però com ja s'ha comentat en l'apartat 4.1 de la memòria, el disseny del plat de pues i les ganivetes és una aplicació especial del client i no s'ha pogut accedir a les seves dades. Llavors, en funció d'aquesta condició i a efecte de càlculs, es suposarà que el parell resistent del disseny anterior i el del nou capçal és pràcticament igual, ja que el material que es tracta continua essent el mateix.

Així doncs, sabent la potència i la velocitat del motor, podem aconseguir el parell nominal del motor mitjançant:

$$P_N = T_N \times n_N \quad (\text{Eq. 1})$$

$$P_N = 5,5 \text{ kW} = 5.500 \text{ W}$$

$$n_N = 2942 \text{ rpm} \times \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} = 308,09 \text{ rad/s}$$

$$5500 = T_N \times 308,09 \longrightarrow T_N = 17,85 \text{ Nm} \quad \text{Parell nominal del motor}$$

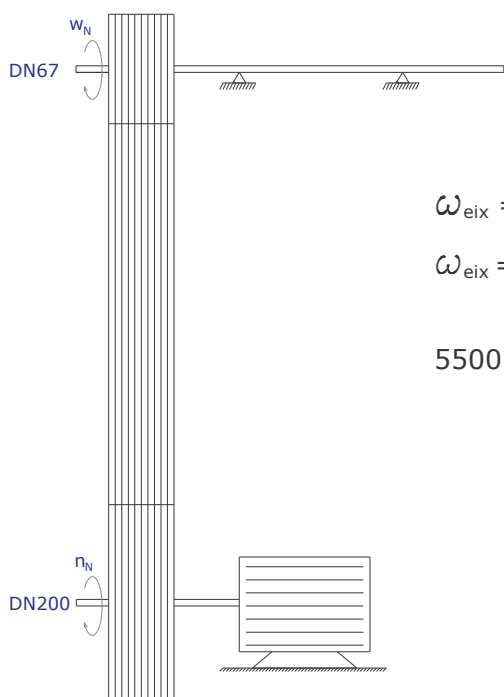
Relació de transmissió:

$$i = \frac{\phi_{\text{Politja conductora}}}{\phi_{\text{Politja conduïda}}} = \frac{200}{67} = 2,98 \quad (\text{Eq. 2})$$

$$\omega_{\text{eix}} = 2942 \text{ rpm} \times 2,98 = 8781,87 \text{ rpm}$$

$$\omega_{\text{eix}} = 8781,87 \text{ rpm} \times \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} = 919,63 \text{ rad/s}$$

$$5500 = T_{\text{eix}} \times 919,63 \longrightarrow T_{\text{eix}} = 5,98 \text{ Nm} \quad \text{Parell nominal a l'eix}$$



DADES DE PARTIDA:

$$Pot_{\text{motor}} = 5,5 \text{ kW}$$

$$T_{\text{n motor}} = 17,85 \text{ Nm} - n_{\text{motor}} = 2942 \text{ rpm}$$

$$T_{\text{n eix}} = 5,98 \text{ Nm} - n_{\text{eix}} = 8781,87 \text{ rpm}$$

Figura 2.- Conjunt Motor – corretja - politges de partida.

A.3. Selecció de l'accionament: Motor.

L'objectiu principal és aconseguir una velocitat de 18.000 rpm a l'eix, per tant, per començar s'ha de dimensionar el motor que es necessitarà per al nou disseny i per aquest motiu, s'estudien els casos de motors amb potències de 9 i 11 kW.

A.3.1. SUPOSICIÓ núm. 1

Es comença suposant un motor de **9 kW i 3.000 rpm** segons catàleg Leroy Sommer

$$P_N = 9 \text{ kW} = 9.000 \text{ W}$$

$$n_N = 2949 \text{ rpm} \times \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} = 308,81 \text{ rad/s}$$

$$9000 = T_N \times 308,81 \longrightarrow T_N = 29,14 \text{ Nm} \quad \text{Parell nominal del motor}$$

Tenint en compte que es vol una velocitat a l'eix: de 18.000 rpm i que la del motor la sabem, la relació de transmissió necessària entre les politges ha d'ésser:

$$i = 18000 / 2949 = 6,1.$$

Escollim un diàmetre DN280 mm per a la politja conductora i DN45 mm per a la conduïda.

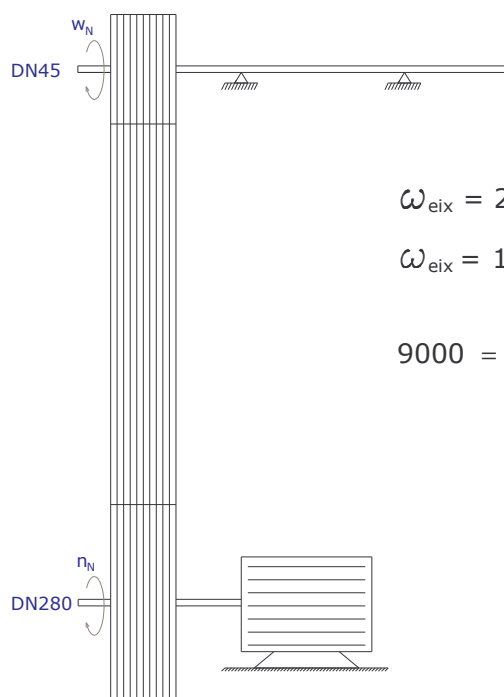
Relació de transmissió:

$$i = \frac{\phi_{\text{Politja conductora}}}{\phi_{\text{Politja conduïda}}} = \frac{280}{45} = 6,22$$

$$\omega_{\text{eix}} = 2.949 \text{ rpm} \times 6,22 = 18.349,33 \text{ rpm}$$

$$\omega_{\text{eix}} = 18349,33 \text{ rpm} \times \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} = 1921,60 \text{ rad/s}$$

$$9000 = T_{\text{eix}} \times 1921,60 \longrightarrow T_{\text{eix}} = 4,68 \text{ Nm} \quad \text{Parell nominal a l'eix}$$



DADES SUPOSICIÓ A:

Pot_{motor} = **9 kW**

T_{n motor} = 29,14 Nm - n_{motor} = 2949 rpm

T_{n eix} = 4,68 Nm - n_{motor} = 18349,33 rpm

Figura 3.- Conjunt Motor – corretja - politges estudiades- CAS A.

En aquest cas, el Parell nominal a l'eix és molt inferior al que necessitem, el del disseny del qual partim.

$$T_{n \text{ eix SUPOSICIÓ A}} = 4,68 \text{ Nm} < T_{n \text{ eix inicial}} = 5,98 \text{ Nm}$$

Necessitem un motor encara una mica més potent per a poder arribar al parell que ens interessa.

A.3.2. SUPOSICIÓ núm. 2

Suposem ara un motor **d'11 kW i 3.000 rpm** segons catàleg Leroy Sommer

$$P_N = 11 \text{ kW} = 11.000 \text{ W}$$

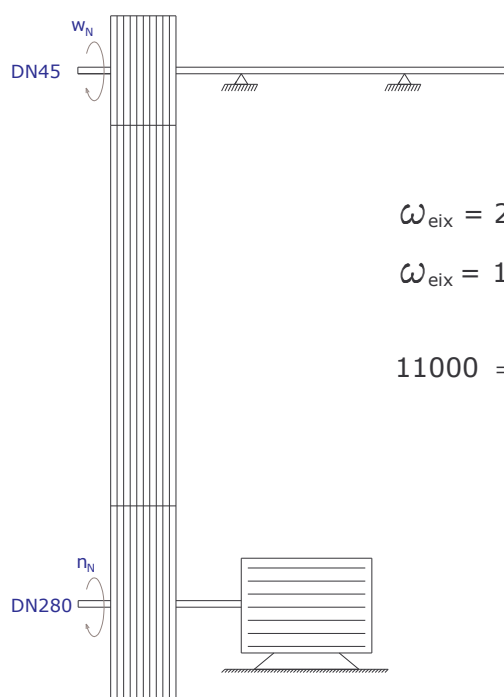
$$n_N = 2958 \text{ rpm} \times \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} = 309,76 \text{ rad/s}$$

$$11000 = T_N \times 309,76 \longrightarrow T_N = 35,51 \text{ Nm} \quad \text{Parell nominal del motor}$$

La relació de transmissió necessària entre les politges en aquest cas ha d'ésser:

$$i = 18000 / 2958 = 6,08.$$

Continuem doncs amb els diàmetres DN280 mm per a la politja conductora i DN45 mm per a la conduïda.



Relació de transmissió:

$$i = \frac{\phi_{\text{Politja conductora}}}{\phi_{\text{Politja conduïda}}} = \frac{280}{45} = 6,22$$

$$\omega_{\text{eix}} = 2958 \text{ rpm} \times 6,22 = 18.339,66 \text{ rpm}$$

$$\omega_{\text{eix}} = 18339,66 \text{ rpm} \times \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} = 1920,52 \text{ rad/s}$$

$$11000 = T_{\text{eix}} \times 1920,52 \longrightarrow T_{\text{eix}} = 5,73 \text{ Nm} \quad \text{Parell nominal a l'eix}$$

DADES SUPOSICIÓ B:

$$Pot_{\text{motor}} = \mathbf{11 \text{ kW}}$$

$$T_{n \text{ motor}} = 35,51 \text{ Nm} - n_{\text{motor}} = 2958 \text{ rpm}$$

$$T_{n \text{ eix}} = 5,73 \text{ Nm} - n_{\text{motor}} = 18339,66 \text{ rpm}$$

Figura 4.- Conjunt Motor – corretja - politges estudiades – CAS B.

En aquest cas, el Parell nominal a l'eix és pràcticament igual al que necessitem, el del disseny del qual partim.

$$T_{n \text{ eix SUPOSICIÓ B}} = 5,73 \text{ Nm} \leq T_{n \text{ eix inicial}} = 5,98 \text{ Nm}$$

→ El motor asíncron LEROY SOMER amb 2 pols i 3.000 min⁻¹ **LS132M** P_N= 11 kW i 50Hz és el que s'utilitzarà per a accionar el nou capçal.

A.4. Selecció de la transmissió: Politges i Corretja.

A.4.1 POLITGES

Mentre la màquina ha treballat a 3.000 rpm les politges eren cegues i del model SPZ/Z amb diàmetres DN200 mm per la conductora i DN67 mm per a la conduïda, però en augmentar la velocitat a 18.000 rpm igual que es calcula de nou el motor necessari, també es canvien els diàmetres per a complir la relació de transmissió.

La relació de transmissió se sap que és: $i = 18.000 / 2.958 = 6,08$ i per aquesta raó es decideix prendre com a nous diàmetres DN280 mm per a la politja conductora i DN45 mm per a la conduïda.

$$i = \frac{\phi_{\text{Politja conductora}}}{\phi_{\text{Politja conduïda}}} = \frac{280}{45} = 6,22$$

Consultant el model SPZ/Z es comprova que aquest no serà vàlid per a les noves politges ja que aconsella no treballar amb diàmetres inferiors a DN63 mm i la velocitat lineal admissible de la corretja per a aquest model és $V_{L \text{ admis}} = 40 \text{ m/s}$.

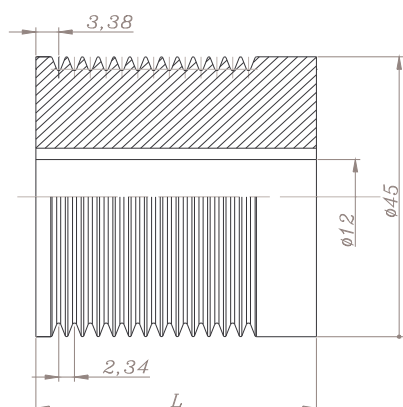
En el nou disseny la velocitat lineal admissible, serà:

$$\omega_{\text{eix}} = 18339,66 \text{ rpm} \times \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} = 1920,52 \text{ rad/s}$$

$$V_{\phi 45 \text{ mm}} = \omega_{\text{eix}} \times \frac{\phi}{2} = 1920,56 \times \left(\frac{0,045}{2} \right) = 43,21 \text{ m/s} \quad (\text{Eq. 3})$$

$$\boxed{V_{\phi 45 \text{ mm}} = 43,21 \text{ m/s} > V_{L \text{ admis}} = 40 \text{ m/s}} \quad \text{NO ADMISSIBLE}$$

Per tant, buscant en catàlegs, el més adequat per a les necessitats del conjunt serà el de politges POLY-V amb perfil J, ja que admeten una velocitat lineal de la corretja $V_{L \text{ admis}} = 60 \text{ m/s}$.



POLITJA POLY-V DN45 mm Secció J

Pas= 2,34 mm

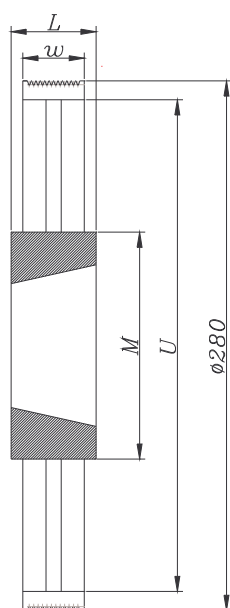
$\alpha_{pas} = 40^\circ$

Si Z= 8 $\Rightarrow$ L= 32 mm

Si Z= 12 $\Rightarrow$ L= 41,5 mm

Claveta: A4 x 4 x 24 mm

Figura 5.- Politja Poly-V DN45 mm.



POLITJA POLY-V DN280 mm Secció J

Pas= 2,34 mm

$\alpha_{pas} = 40^\circ$

Si Z= 8 $\Rightarrow$ L= 32 mm
M= 110 mm
U= 264 mm

Si Z= 12 $\Rightarrow$ L= 45 mm
M= 120 mm
U= 260 mm

Anell taper Cònic SER-SIT Ref. 2517

DN_{ext}= 85,5 mm

DN_{int}= 38 mm

Figura 6.- Politja Poly-V DN280 mm.

A.4.2 CORRETJA

En calcular la corretja que es necessita per aquesta transmissió, s'escollirà quin nombre de canals Z és millor per a aquesta aplicació, 8 o 12.

Segons catàleg de la marca CONTITECH, per a la velocitat lineal $V_{Ladmis} = 60$ m/s escollirem el tipus CONTY-V MULTIRIB Multiple V-Ribbed Belts.

Aquest tipus de corretja trapezoidal està formada per material de primera classe tals com:

- Base amb ranures longitudinals de Cautxú que garanteixen una bona fricció amb les politges per a no escapar-se quan treballa a elevada velocitat.
- Tensors de Poliester que li donen la resistència i la baixa capacitat de vibració.
- Cobertura plana protectora de poliamida que la fan extremadament flexible.

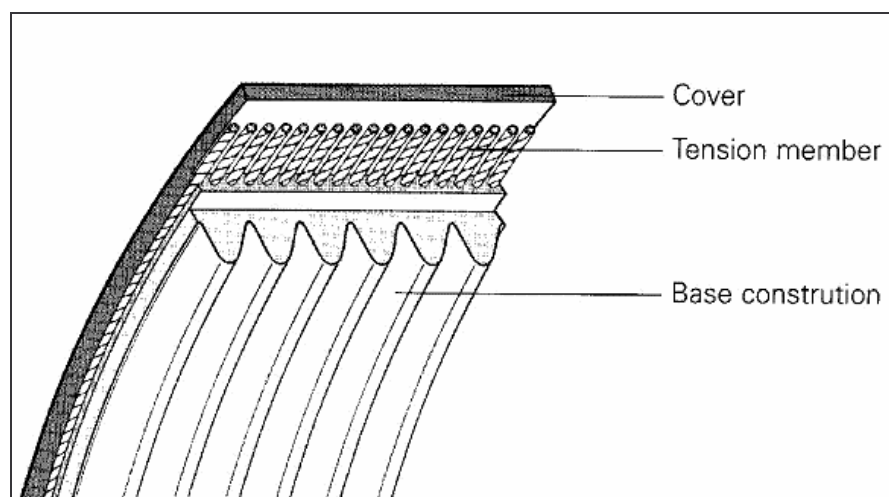


Figura 7.- Corretja Contitech per a politges Poly-V.

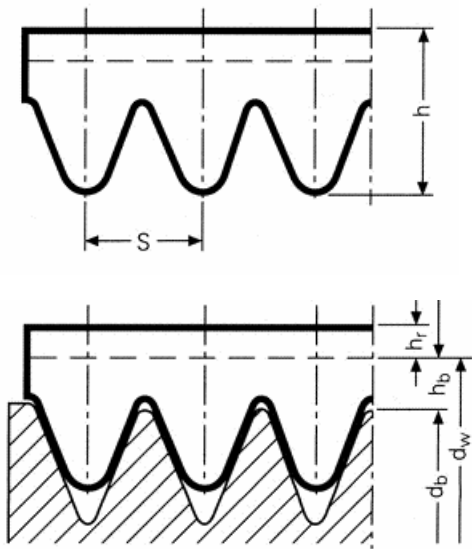
Per a poder prendre la decisió de quina corretja cal utilitzar, es realitza un càlcul mitjançant un programa de la mateixa empresa CONTITECH que les subministra. De totes maneres, per a poder demostrar quin perfil i nombre de canals són necessaris, es calculen manualment les 2 opcions possibles i d'aquí s'escollirà la més favorable per al nou disseny.

Corretja Secció PJ i Z=8 o Z= 12

Corretja Secció PH i Z=8 o Z= 12

A.4.2.1. SECCIÓ PJ

DIMENSIONS EN LA CORRETJA



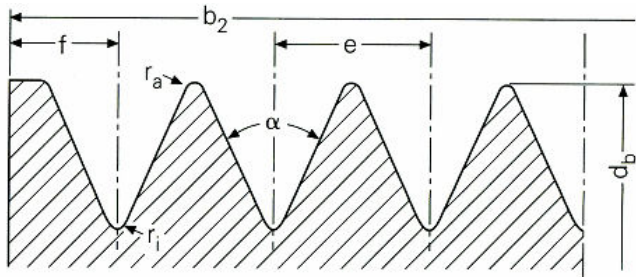
Taula 1

Distància entre dents corretja	S	2,34 mm
Alçada corretja	h	4,00 mm
Alçada diferencial corretja	h _b	1,20 mm
Alçada "esquena" corretja	h _r	1,10 mm
Diàmetre efectiu mínim politja	d _{b min}	20 mm
Diàmetre primitiu politja	d _w	
Velocitat màxima corretja	V _{max}	60 m/s
Rang de longitud de referència	L _b	356 ÷ 2.489 mm

Figura 8.- Dimensions de la Corretja de Secció PJ.

Taula 2

DIMENSIONS EN LA POLITJA



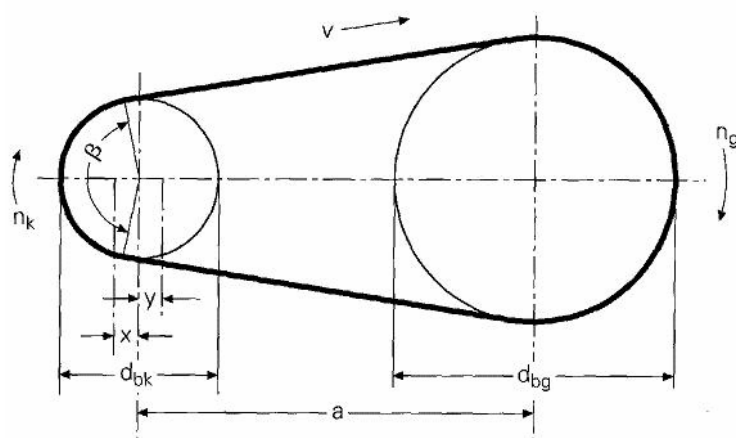
Distància entre dents	e	2,34 mm
Desviació permesa	e [±]	±0,03
Distància extrem a dent	f _{min}	1,8 mm
Angle entre dents	α	40º
Radi superior dent	r _{amin}	0,20 mm
Radi interior dent	r _{imax}	0,40 mm
Diàmetre mínim efectiu	d _{bmin}	20 mm
$b_2 = (z-1) \cdot e + 2f$ si $z = 8$	b ₂	19,98mm

Figura 9.- Dimensions entre dents de la Politja Poly-V.

El càlcul de la corretja es realitzarà seguint el disseny que s’observa a la Figura 10.

L’empresa subministradora de corretges CONTITECH, mitjançant un programa informàtic, aplica les fórmules matemàtiques i aporta ràpidament un resultat al disseny escollit. Tanmateix, en el catàleg tècnic de material hi ha un exemple pràctic per a demostrar d’on surten tots els resultats.

Això és el que es demostrarà en els càlculs posteriors, quin és el cas més favorable per al disseny actual i demostrar d’on surten tots els resultats obtinguts.



d_{bk} = Diàmetre referència politja petita.

d_{bg} = Diàmetre referència politja gran.

n_k = Velocitat politja petita.

n_g = Velocitat politja gran.

a = Distància entre centres.

x = Distància màxima tensió entre eixos.

y = Distància mínima col·locació entre eixos

β = Angle de contacte politja petita.

Figura 10.- Disseny i dades de les Politges.

1er) Dades de sortida

Motor: $P = 11 \text{ kW}$, $i = 6,22$

Politja motriu (motor): $d_{bg} = 280 \text{ mm}$, $\omega_{\text{motor}} = 2958,00 \text{ rpm}$.

Politja conduïda (eix): $d_{bk} = 45 \text{ mm}$, $\omega_{\text{eix}} = 18339,66 \text{ rpm}$.

Existeixen també altres dades conegudes, són un conjunt de factors que es seleccionen en funció de les característiques de la màquina, tals com:

Taula 3

→ **C_1** Factor de correcció de l'angle de contacte β .

Serveix per a corregir el valor P_R , que és el grau de capacitat d'energia necessària per dent de la corretja.

Arc of contact β °(degrees)	Power correction factor c_1 for arc of contact	Arc of contact β °(degrees)	Power correction factor c_1 for arc of contact
201	1.04	142	0.90
198	1.04	139	0.89
195	1.03	136	0.87
192	1.03	133	0.87
189	1.02	130	0.86
186	1.01	127	0.85
183	1.01	123	0.83
180	1.00	120	0.82
177	0.99	117	0.81
174	0.99	113	0.79
171	0.98	109	0.78
169	0.97	106	0.76
166	0.97	103	0.75
163	0.96	100	0.74
160	0.95	96	0.72
157	0.94	92	0.69
154	0.93	88	0.67
151	0.92	84	0.66
148	0.92	80	0.64
145	0.91	77	0.62

→ **C₂** Factor de servei per al càlcul de l'arc de contacte.

Valor que es selecciona en funció de les hores de treball de la màquina, les característiques del motor i de la màquina.

Taula 4

- lleugera
- normal
- pesada

		Examples of drive motors			AC and three-phase AC motors with high torque (over twice the rated torque), e.g. synchronous and single-phase motors with split-phase starting, three-phase AC motors with full-voltage, star-delta or slipring starter; DC motors, shunt wound; internal combustion engines and turbines with speeds of over 600 rpm		
		Operational hours per day			Operational hours per day		
		10 and less	Between 10 and 16	Over 16	10 and less	Between 10 and 16	Over 16
Light-duty drives	Examples of driven machines						
	Domestic gadgets (kitchen appliances, washing machines, dryers), centrifugal pumps and compressors, belt conveyors (light load), fans and pumps up to 7.5 kW	1	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Medium-duty drives	Examples of driven machines						
	Sheet steel cutters, presses, chain and belt conveyors (heavy load), vibrating screens, generators, exciters, masticators, machine tools (lathes and grinders), laundry machinery, printing machinery, fans and pumps over 7.5 kW	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Heavy-duty drives	Examples of driven machines						
	Granulators, piston compressors, heavy-duty overshot loaders and reciprocating conveyors (screw conveyors, apron conveyors, bucket elevators, shovel loaders), elevators, briquetting presses, textile machinery, paper machinery, piston pumps, dredging pumps, reciprocating saws, hammer mills	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Extra heavy-duty drives	Examples of driven machines						
	Heavy-duty granulators, calendars, mixers, winches, cranes, excavators	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

→ **C₃** Factor de longitud per a la longitud efectiva l_b .

Aquest valor es selecciona en funció de la secció de la corretja, i la longitud efectiva l_b [mm]

Taula 5

		CONTI-V MULTIRIB® Multiple V-Ribbed Belt Section PH															
l_b mm		400	500	610	730	870	1020	1100	1200	1280	1320	1400	1550	1750	1900	2200	2500
c_3		0.81	0.85	0.89	0.93	0.97	1.00	1.02	1.04	1.05	1.06	1.07	1.09	1.12	1.14	1.17	1.20
		CONTI-V MULTIRIB® Multiple V-Ribbed Belt Section PJ															
l_b mm		356	406	483	610	723	864	1016	1105	1200	1280	1321	1397	1549	1752	1895	2210
c_3		0.78	0.81	0.85	0.89	0.93	0.97	1.00	1.02	1.04	1.05	1.06	1.07	1.09	1.12	1.14	1.17
		CONTI-V MULTIRIB® Multiple V-Ribbed Belt Section PK															
l_b mm		550	698	755	812	855	900	955	1000	1050	1100	1150	1200	1300	1400	1500	1985
c_3		0.78	0.83	0.84	0.86	0.87	0.88	0.89	0.90	0.91	0.92	0.93	0.94	0.96	0.97	0.99	1.04
		CONTI-V MULTIRIB® Multiple V-Ribbed Belt Section PL															
l_b mm		1041	1270	1397	1562	1715	1841	1981	2095	2195	2325	2515	2745	2920	3125	3490	4050
c_3		0.86	0.89	0.91	0.94	0.96	0.97	0.99	1.00	1.01	1.02	1.04	1.06	1.07	1.09	1.11	1.15
		CONTI-V MULTIRIB® Multiple V-Ribbed Belt Section PM															
l_b mm		2285	2515	2695	2830	3010	3325	3530	4090	4470	4650	5030	6120	6885	7645	9170	10695
c_3		0.88	0.90	0.91	0.92	0.93	0.96	0.97	1.00	1.02	1.03	1.05	1.09	1.12	1.14	1.18	1.22

- **h_f** Factor d'alçada de la corretja.
El valor depèn de la secció de corretja.

Taula 6

Belt section	PH	PJ	PK	PL	PM
height factor h_f	1.5	2.5	3	6	11

- **K** nombre de politges estudiades
En el cas A estudiat es comprova amb quin nombre de dents és millor treballar,
 $Z_1 = 8$ o $Z_2 = 12$

- **k_1** Factor de tensió de la corretja.

Taula 7

Valor amb el qual es calcula
la força de pretensió total del
muntatge entre la corretja i les
politges F_v

β ° (degrees)	Service conditions		
	Light-duty drives, constant load	Medium load	Heavy-duty drives shock loading, frequent stops and starts
180	1.50	1.70	1.90
175	1.53	1.73	1.93
170	1.56	1.76	1.96
165	1.59	1.79	1.99
160	1.63	1.83	2.03
155	1.67	1.87	2.07
150	1.71	1.91	2.11
145	1.75	1.95	2.15
140	1.80	2.00	2.20
135	1.85	2.05	2.25
130	1.91	2.11	2.31
125	1.97	2.17	2.37
120	2.04	2.24	2.44
115	2.11	2.31	2.51
110	2.19	2.39	2.59
105	2.28	2.48	2.68
100	2.38	2.58	2.78
95	2.49	2.69	2.89
90	2.62	2.82	3.02

- **k_2** Factor de força centrífuga.

Valor amb el qual es calcula la força de pretensió total del muntatge entre la
corretja i les
politges F_v

Taula 8

Section code	PH	PJ	PK	PL	PM
Centrifugal force factor k_2	0.005	0.009	0.021	0.040/0.037*	0.120

- **P_R** Potència o grau de capacitat d'energia necessària per dent de la corretja.
Aquest valor vindrà definit pel mateix fabricant de corretges en taules degut a
que es tracta d'una aplicació especial.

2on) Càlculs**Relació de transmissió**

$$i = \frac{\omega_{\text{eix}}}{\omega_{\text{motor}}} = \frac{2958,00}{18339,60} = 0,1613 \quad (\text{Eq. 4})$$

Diàmetre primitiu de les politges

$$d_{wk} = d_{bk} + 2h_b = 45 + (2 \cdot 1,2) = 47,40 \text{ mm} \quad (\text{Eq. 5})$$

$$d_{wg} = d_{bg} + 2h_b = 280 + (2 \cdot 1,2) = 282,40 \text{ mm} \quad (\text{Eq. 6})$$

$h_b = 1,2$ mm. Valor de alçada diferencial de la corretja en funció de la secció PJ i determinat a la Taula 1.

Diàmetre efectiu de les politges

$$d_{b1} = \frac{d_{b2}}{i} + 2 \cdot h_b \cdot \left(\frac{1}{i} - 1\right) = d_{bg} = 280 \text{ mm} \quad (\text{Eq. 7})$$

$$d_{b2} = d_{b1} \cdot i + 2h_b \cdot (i-1) = 280 \cdot 0,1613 + 2 \cdot 1,2 \cdot (0,1613-1) = 43,15 \text{ mm} \quad (\text{Eq. 8})$$

Distància màxima/mínima entre centres

$$a_{\max} \leq 2 \cdot (d_{bg} + d_{bk}) = 2 \cdot (280 + 45) = 650 \text{ mm} \quad (\text{Eq. 9})$$

$$a_{\min} \geq 0,7 \cdot (d_{bg} + d_{bk}) = 0,7 \cdot (280 + 45) = 227,5 \text{ mm} \quad (\text{Eq. 10})$$

$$0,7 \cdot (d_{bg} + d_{bk}) \leq a \leq 2 \cdot (d_{bg} + d_{bk})$$

Suposarem per a realitzar els càlculs de la longitud efectiva L_b una $a \approx 500$ mm, no és un terme mitjà de la $a_{\max}$ i la $a_{\min}$, ja que aquesta última es molt baixa.

Longitud efectiva

(Eq. 11)

$$l_b = 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} \cdot (d_{bg} + d_{bk}) + \frac{(d_{bg} - d_{bk})^2}{4 \cdot a} = 2 \cdot 500 + \frac{\pi}{2} \cdot (280 + 45) + \frac{(280 - 45)^2}{4 \cdot 500} =$$

$$= 1000 + 510,51 + 27,61 = 1538,12 \text{ mm}$$

Segons el resultat obtingut $l_b = 1538,12 \text{ mm}$,
Escollim a la Taula 9 la longitud efectiva l_b per
A la Secció de corretja PJ.

En aquest cas la longitud seleccionada serà:

$$l_b = 1549 \text{ mm}$$

Section PJ		Taula 9	
Effective length l_b mm	1/10 inch	1168	460
356	140	1194	470
381	150	1219	480
406	160	1245	490
432	170	1270	500
457	180	1295	510
483	190	1321	520
508	200	1372	540
559	220	1397	550
584	230	1461	575
610	240	1473	580
660	260	1549	610
686	270	1600	630
711	280	1626	640
737	290	1651	650
762	300	1702	670
786	310	1753	690
813	320	1778	700
838	330	1854	730
864	340	1930	760
889	350	1956	770
914	360	1981	780
965	380	2019	795
991	390	2063	820
1016	400	2210	870
1054	415	2286	900
1092	430	2337	920
1143	450	2489	980

Distància entre centres

(Eq. 12)

$$\begin{aligned}
 a &\approx \frac{1}{4} \cdot \left(l_b - \frac{d_{bg} + d_{bk}}{2} \cdot \pi \right) + \frac{1}{4} \cdot \sqrt{\left(l_b - \frac{d_{bg} + d_{bk}}{2} \cdot \pi \right)^2 - 2 \cdot (d_{bg} - d_{bk})^2} \approx \\
 &\approx \frac{1}{4} \cdot \left(1549 - \frac{280 + 45}{2} \cdot \pi \right) + \frac{1}{4} \cdot \sqrt{\left(1549 - \frac{280 + 45}{2} \cdot \pi \right)^2 - 2 \cdot (280 - 45)^2} \approx \\
 &\approx 259,62 + 245,97 \approx 505,59 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Angle de contact de la politja DN45 mm

$$\beta = 2 \cdot \arccos \left(\frac{d_{bg} - d_{bk}}{2 \cdot a} \right) = 2 \cdot \arccos \left(\frac{280 - 45}{2 \cdot 505,59} \right) = 153,12^\circ \quad (\text{Eq. 13})$$

Distàncies x de tensió i y per col·locació de la corretja

$$\begin{aligned}
 x &= \left(\frac{0,01 \cdot l_b}{\sin \beta/2} \right) \text{ si } l_b \leq 700 \text{ mm} \quad \text{ó} \quad x = \left(\frac{0,008 \cdot l_b}{\sin \beta/2} \right) \text{ si } l_b \geq 700 \text{ mm} \\
 y &= \left(\frac{0,01 \cdot l_b + \pi \cdot h_f \cdot \beta/360}{\sin \beta/2} \right) \text{ si } l_b \leq 700 \text{ mm} \quad \text{ó} \quad y = \left(\frac{0,005 \cdot l_b + \pi \cdot h_f \cdot \beta/360}{\sin \beta/2} \right) \text{ si } l_b \geq 700 \text{ mm}
 \end{aligned} \quad (\text{Eq. 14})$$

$$l_b = 1549 \text{ mm} \geq 700 \text{ mm} \quad x = \left(\frac{0,008 \cdot 1549}{\sin (153,12^\circ/2)} \right) = 12,74 \text{ mm}$$

$$l_b = 1549 \text{ mm} \geq 700 \text{ mm} \quad y = \left(\frac{0,005 \cdot 1549 + \pi \cdot 2,5 \cdot 153,12^\circ/360}{\sin (153,12^\circ/2)} \right) = 11,39 \text{ mm}$$

$h_f = 2,5 \text{ mm}$. Valor de l'alçada de la corretja en funció de la secció PJ i determinat a la Taula 6.

Velocitat de la corretja

(Eq. 15)

$$v = \frac{\pi \cdot (d_{bg} + 2 \cdot h_b) \cdot \omega_{motor}}{60 \cdot 10^3} = \frac{\pi \cdot (280 + 2 \cdot 1,2) \cdot 2958}{60 \cdot 10^3} = 43,74 \text{ m/s}$$

Freqüència de Flexió

(Eq. 16)

$$f_b = \frac{10^3 \cdot v \cdot k}{l_b + 2 \cdot \pi \cdot h_b} = \frac{10^3 \cdot 43,74 \cdot 2}{1.549 + 2 \cdot \pi \cdot 1,2} = 56,20 \text{ s}^{-1}$$

k= 2. Nombre de politges que intervenen en el disseny escollit.

Nombre mínim de dents de la corretja

$$Z_{er} = \frac{P \cdot C_2}{P_R \cdot C_1 \cdot C_3} = \frac{11000 \cdot 1}{1620 \cdot 0,93 \cdot 1,09} = 6,69 \quad (\text{Eq. 17})$$

c₁= 0,93. Valor que depèn de l'angle β= 153,12° i es determina segons la Taula 3.

c₂= 1. Valor determinat per les hores de treball i característiques de la màquina segons la Taula 4.

c₃= 1,09. Valor que depèn de la longitud l_b= 1.549 i es determina segons la Taula 5.

P_R= 1,62. Valor en kW determinat per el diàmetre d_{bk}= 45 mm, la relació de transmissió i= 6,22 o 1/i i la velocitat a l'eix ω= 18.339, 66 rpm.

Acostuma a ser una dada aportada per la casa comercial/fabricant, ja que solen ser aplicacions especial.

Factor de servei C_{2er}

El valor de dents mínim segons Z_{er} és 7. En funció d'aquest resultat i les politges, s'estudia la possibilitat de Z=8 i Z=12.

$$\text{Si } Z= 8 \quad C_{er} = Z \cdot \frac{P_R \cdot C_1 \cdot C_3}{P} = 8 \cdot \frac{1620 \cdot 0,93 \cdot 1,09}{11000} = 1,19 \quad (\text{Eq. 18})$$

$$\text{Si } Z= 12 \quad C_{er} = Z \cdot \frac{P_R \cdot C_1 \cdot C_3}{P} = 12 \cdot \frac{1620 \cdot 0,93 \cdot 1,09}{11000} = 1,79$$

Força de rotació de la corretja F_u

$$F_u = \frac{P \cdot 10^3}{v} = \frac{11000}{43,74} = 251,48 \text{ N} \quad \boxed{F_u = 251,48 \text{ N}} \quad (\text{Eq. 19})$$

Pretensió total de muntatge F_v

$$\text{Si } Z=8 \quad F_v = (k_1 \cdot F_u + 2 \cdot k_2 \cdot v^2 \cdot z) \cdot \sin \frac{\beta}{2} = (1,88 \cdot 251,48 + 2 \cdot 0,009 \cdot 43,74^2 \cdot 8) \cdot \sin \frac{153,12^\circ}{2}$$

$$\boxed{F_v = 727,79 \text{ N}} \quad (\text{Eq. 20})$$

$$\text{Si } Z=12 \quad F_v = (k_1 \cdot F_u + 2 \cdot k_2 \cdot v^2 \cdot z) \cdot \sin \frac{\beta}{2} = (1,88 \cdot 251,48 + 2 \cdot 0,009 \cdot 43,74^2 \cdot 12) \cdot \sin \frac{153,12^\circ}{2}$$

$$\boxed{F_v = 861,76 \text{ N}} \quad (\text{Eq. 20})$$

$k_1 = 1,88$. Factor de tensió de la corretja. Valor que depèn de l'angle $\beta = 153,12^\circ$ i es determina segons la Taula 7.

$K_2 = 0,009$. Factor de força centrífuga. Valor que depèn de la secció de la corretja (PJ) i es determina segons la Taula 8.

Tensió estàtica de la corretja F

$$\text{Si } Z=8 \quad F = \frac{F_v}{2 \cdot z \cdot \sin \frac{\beta}{2}} = \frac{727,79}{2 \cdot 8 \cdot \sin \frac{153,12^\circ}{2}} = 46,76 \text{ N} \quad \text{Tensió per dent} \quad (\text{Eq. 21})$$

$$\boxed{F_{\text{TOTAL}} = Z \cdot F = 8 \cdot 46,76 = 374,08 \text{ N}} \quad \text{Tensió total de la corretja.}$$

$$\text{Si } Z=12 \quad F = \frac{F_v}{2 \cdot z \cdot \sin \frac{\beta}{2}} = \frac{861,76}{2 \cdot 12 \cdot \sin \frac{153,12^\circ}{2}} = 36,92 \text{ N} \quad \text{Tensió per dent}$$

$$\boxed{F_{\text{TOTAL}} = Z \cdot F = 12 \cdot 36,92 = 443,01 \text{ N}} \quad \text{Tensió total de la corretja.}$$

3er) Comparatiu amb càlculs informàtics

S'inclou en les dues pàgines següents 37 i 38 d'aquest subapartat A.4.2.1, el resultat obtinguts informàticament per a la corretja de secció J mitjançant el programa que utilitza el fabricant CONTITECH per així poder comparar amb els càlculs realitzats detalladament en les pàgines anteriors tant per a numero de dents $Z=8$ com per a $Z=12$.

Càlcul corretja secció PJ mitjançant el programa marca CONTITECH (Z= 8)

Power
Transmission Designer

Cálculo de correa ranurada longitudinalmente

10/07/2007 Version 2.0

Conti CONTI-V MULTIRIB POWER Standard

Perfil	=	PJ	
Diámetro de referencia de la polea pequeña	DBK =	45,00	mm
Diámetro primitivo de polea pequeña	DWK =	47,40	mm
Diámetro de referencia de la polea grande	DBG =	280,00	mm
Diámetro primitivo de la polea grande	DWG =	282,40	mm
Velocidad de la polea pequeña	NK =	17623,19	1/min
Velocidad de la polea grande	NG =	2958,00	1/min
Relación de transmisión	I =	5,96	
Longitud primitiva de correa	LBER =	1549,00	mm
Distancia entre ejes calculada	AER =	505,53	mm
Ángulo de contacto	BETA =	153,12	°
Recorrido de ajuste entre ejes para tensar	X +	12,74	mm
Recorrido de ajuste entre ejes para colocar	Y -	15,20	mm
Velocidad lineal de la correa	V =	43,74	m/s
Frecuencia de flexión	FB =	0,00	Hz
Potencia de transmisión exigida	P =	11,00	kW
Factor de servicio exigido	C2 =	1,00	
Factor del ángulo	C1 =	0,93	
Factor de longitud	C3 =	1,09	
Potencia por correa	PR =	1,62	kW
Número correas calculado	Zer =	6,67	
Número de correas seleccionadas	Z =	8	
Factor de servicio calculado	C2ER =	1,20	
Ancho mínimo de corona según DIN	B2 =	19,98	mm
Factor de tensión de la correa	K1 =	1,88	
Fuerza de rotación de la correa	FU =	251,50	N
Tensión estática por correa	F =	379,01	N
Pretensión total de montaje	FV =	737,26	N
Carga de eje dinámico	FDYN =	460,40	N
Fuerza de ensayo	FE =	80,00	N
Deflexión de ensayo	TE =	20,96	mm
Frecuencia vibración propia ramal libre	EIF =	75	Hz
Tiempo de servicio	LH >	25000	h

CONTI-V MULTIRIB POWER Correa ranurada longitudinalmente - 8 * PJ 1549,00 - 1b Standard
Polea pequeña P 8 - PJ - 45,00
Polea grande P 8 - PJ - 280,00

Càlcul corretja secció PJ mitjançant el programa marca CONTITECH (Z= 12)



Power
Transmission Designer

Cálculo de correa ranurada longitudinalmente

10/07/2007

Version 2.0

Conti CONTI-V MULTIRIB POWER Standard

Perfil

= PJ

Diámetro de referencia de la polea pequeña

DBK = 45,00 mm

Diámetro primitivo de polea pequeña

DWK = 47,40 mm

Diámetro de referencia de la polea grande

DBG = 280,00 mm

Diámetro primitivo de la polea grande

DWG = 282,40 mm

Velocidad de la polea pequeña

NK = 17623,19 1/min

Velocidad de la polea grande

NG = 2958,00 1/min

Relación de transmisión

I = 5,96

Longitud primitiva de correa

LBER = 1549,00 mm

Distancia entre ejes calculada

AER = 505,53 mm

Ángulo de contacto

BETA = 153,12 °

Recorrido de ajuste entre ejes para tensar

X + 12,74 mm

Recorrido de ajuste entre ejes para colocar

Y - 15,20 mm

Velocidad lineal de la correa

V = 43,74 m/s

Frecuencia de flexión

FB = 0,00 Hz

Potencia de transmisión exigida

P = 11,00 kW

Factor de servicio exigido

C2 = 1,00

Factor del ángulo

C1 = 0,93

Factor de longitud

C3 = 1,09

Potencia por correa

PR = 1,62 kW

Número correas calculado

Zer = 6,67

Número de correas seleccionadas

Z = 12

Factor de servicio calculado

C2ER = 1,80

Ancho mínimo de corona según DIN

B2 = 29,34 mm

Factor de tensión de la correa

K1 = 1,88

Fuerza de rotación de la correa

FU = 251,50 N

Tensión estática por correa

F = 450,18 N

Pretensión total de montaje

FV = 875,69 N

Carga de eje dinámico

FDYN = 460,40 N

Fuerza de ensayo

FE = 120,00 N

Deflexión de ensayo

TE = 22,78 mm

Frecuencia vibración propia ramal libre

EIF = 66 Hz

Tiempo de servicio

LH > 25000 h

CONTI-V MULTIRIB POWER Correa ranurada longitudinalmente - 12 * PJ 1549,00 - Lb Standard

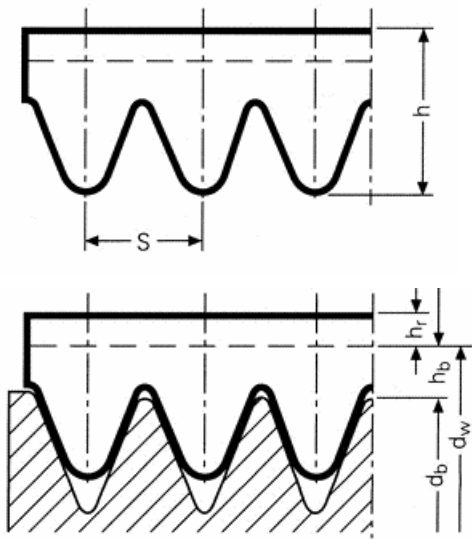
Polea pequeña P 12 - PJ - 45,00

Polea grande P 12 - PJ - 280,00

A.4.2.2. SECCIÓ PH

DIMENSIONS EN LA CORRETJA

Taula 10

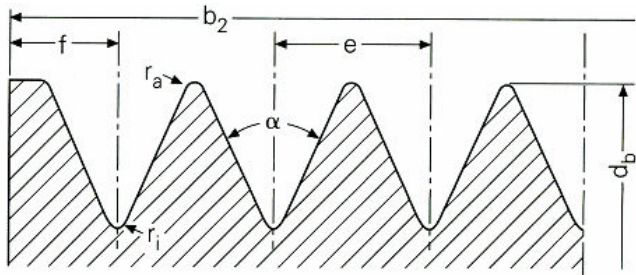


Distància entre dents corretja	S	1,60 mm
Alçada corretja	h	2,70 mm
Alçada diferencial corretja	h_b	0,80 mm
Alçada "esquena" corretja	h_r	1,00 mm
Diàmetre efectiu mínim politja	$d_{b\ min}$	13 mm
Diàmetre primitiu politja	d_w	
Velocitat màxima corretja	V_{max}	60 m/s
Rang de longitud de referència	L_b	1140 ÷ 1992mm

Figura 8.- Dimensions de la Corretja de Secció PH.

Taula 11

DIMENSIONS EN LA POLITJA



Distància entre dents	e	1,60 mm
Desviació permesa	$e^{\pm}$	$\pm 0,03$
Distància extrem a dent	f_{min}	1,3 mm
Angle entre dents	α	40º
Radi superior dent	r_{amin}	0,15 mm
Radi interior dent	r_{imax}	0,30 mm
Diàmetre mínim efectiu	d_{bmin}	13 mm
$b_2 = (z-1) \cdot e + 2f$ si $z = 8$	b_2	13,80mm

Figura 9.- Dimensions entre dents de la Politja Poly-V.

El càlcul de la corretja es realitzarà exactament igual que en el cas anterior, partint amb les mateixes dades de sortida i buscant els factors característics de la màquina.

1er) Dades de sortida

Motor: P= 11 kW, i= 6,22

Politja motriu (motor): d_{bg} = 280 mm, ω_{motor} = 2958,00 rpm.

Politja conduïda (eix): d_{bk} = 45 mm, ω_{eix} = 18339,66 rpm.

- **C₁** Factor de correcció de l'angle de contacte β . (Taula 3)
- **C₂** Factor de servei per al càlcul de l'arc de contacte. (Taula 4)
- **C₃** Factor de longitud per a la longitud efectiva l_b . (Taula 5)
- **h_f** Factor d'alçada de la corretja. (Taula 6)
- **K** nombre de politges estudiades
- **k₁** Factor de tensió de la corretja.
- **k₂** Factor de força centrífuga.
- **P_R** Potència o grau de capacitat d'energia necessària per dent de la corretja.

2on) Càlculs

Relació de transmissió

$$i = \frac{\omega_{\text{eix}}}{\omega_{\text{motor}}} = \frac{2958,00}{18339,60} = 0,1613 \quad (\text{Eq. 4})$$

Diàmetre primitiu de les politges

$$d_{wk} = d_{bk} + 2h_b = 45 + (2 \cdot 0,8) = 46,60 \text{ mm} \quad (\text{Eq. 5})$$

$$d_{wg} = d_{bg} + 2h_b = 280 + (2 \cdot 0,8) = 281,60 \text{ mm} \quad (\text{Eq. 6})$$

$h_b = 0,8$ mm. Valor de alçada diferencial de la corretja en funció de la secció PH i determinat a la Taula 10.

Diàmetre efectiu de les politges

$$d_{b1} = \frac{d_{b2}}{i} + 2 \cdot h_b \cdot \left(\frac{1}{i} - 1\right) = d_{bg} = 280 \text{ mm} \quad (\text{Eq. 7})$$

$$d_{b2} = d_{b1} \cdot i + 2h_b \cdot (i-1) = 280 \cdot 0,1613 + 2 \cdot 0,8 \cdot (0,1613-1) = 43,82 \text{ mm} \quad (\text{Eq. 8})$$

Distància màxima/mínima entre centres

$$a_{\max} \leq 2 \cdot (d_{bg} + d_{bk}) = 2 \cdot (280 + 45) = 650 \text{ mm} \quad (\text{Eq. 9})$$

$$a_{\min} \geq 0,7 \cdot (d_{bg} + d_{bk}) = 0,7 \cdot (280 + 45) = 227,5 \text{ mm} \quad (\text{Eq. 10})$$

$$0,7 \cdot (d_{bg} + d_{bk}) \leq a \leq 2 \cdot (d_{bg} + d_{bk})$$

Suposarem per a realitzar els càlculs de la longitud efectiva L_b una $a \approx 500$ mm, no és un terme mitjà de la $a_{\max}$ i la $a_{\min}$, ja que aquesta última es molt baixa.

Longitud efectiva

$$l_b = 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} \cdot (d_{bg} + d_{bk}) + \frac{(d_{bg} - d_{bk})^2}{4 \cdot a} = 2 \cdot 500 + \frac{\pi}{2} \cdot (280 + 45) + \frac{(280 - 45)^2}{4 \cdot 500} = \quad (\text{Eq. 11})$$

$$= 1000 + 510,51 + 27,61 = 1538,12 \text{ mm}$$

Taula 12

Segons el resultat obtingut $l_b = 1538,12 \text{ mm}$,

Escollim a la Taula 12 la longitud efectiva l_b per

A la Secció de corretja PH.

En aquest cas la longitud seleccionada serà:

$$l_b = 1580 \text{ mm}$$

Section PH*

Effective length l_b mm
1140
1219
1260
1580
1600
1653
1845
1874
1890
1915
1930
1951
1980
1992
2404

*On request

Distància entre centres

(Eq. 12)

$$a \approx \frac{1}{4} \cdot \left(l_b - \frac{d_{bg} + d_{bk}}{2} \cdot \pi \right) + \frac{1}{4} \cdot \sqrt{\left(l_b - \frac{d_{bg} + d_{bk}}{2} \cdot \pi \right)^2 - 2 \cdot (d_{bg} - d_{bk})^2} \approx$$

$$\approx \frac{1}{4} \cdot \left(1580 - \frac{280 + 45}{2} \cdot \pi \right) + \frac{1}{4} \cdot \sqrt{\left(1580 - \frac{280 + 45}{2} \cdot \pi \right)^2 - 2 \cdot (280 - 45)^2} \approx$$

$$\approx 267,37 + 254,13 \approx 521,51 \text{ mm}$$

Angle de contacte de la politja DN45 mm

(Eq. 13)

$$\beta = 2 \cdot \arccos \left(\frac{d_{bg} - d_{bk}}{2 \cdot a} \right) = 2 \cdot \arccos \left(\frac{280 - 45}{2 \cdot 521,51} \right) = 154^\circ$$

Distàncies x de tensió i y per col·locació de la corretja

$$x = \left(\frac{0,01 \cdot l_b}{\sin \beta/2} \right) \text{ si } l_b \leq 700 \text{ mm} \quad \text{ó} \quad x = \left(\frac{0,008 \cdot l_b}{\sin \beta/2} \right) \text{ si } l_b \geq 700 \text{ mm}$$

$$y = \left(\frac{0,01 \cdot l_b + \pi \cdot h_f \cdot \beta/360}{\sin \beta/2} \right) \text{ si } l_b \leq 700 \text{ mm} \quad \text{ó} \quad y = \left(\frac{0,005 \cdot l_b + \pi \cdot h_f \cdot \beta/360}{\sin \beta/2} \right) \text{ si } l_b \geq 700 \text{ mm}$$

(Eq. 14)

$$l_b = 1580 \text{ mm} \geq 700 \text{ mm} \quad x = \left(\frac{0,008 \cdot 1580}{\sin (154^\circ/2)} \right) = 12,97 \text{ mm}$$

$$l_b = 1580 \text{ mm} \geq 700 \text{ mm} \quad y = \left(\frac{0,005 \cdot 1580 + \pi \cdot 1,5 \cdot 154^\circ/360}{\sin (154^\circ/2)} \right) = 10,17 \text{ mm}$$

$h_f = 1,5$ mm. Valor de l'alçada de la corretja en funció de la secció PH i determinat a la Taula 6.

Velocitat de la corretja

$$v = \frac{\pi \cdot (d_{bg} + 2 \cdot h_b) \cdot \omega_{motor}}{60 \cdot 10^3} = \frac{\pi \cdot (280 + 2 \cdot 0,8) \cdot 2958}{60 \cdot 10^3} = 43,61 \text{ m/s} \quad (\text{Eq. 15})$$

Freqüència de Flexió

$$f_b = \frac{10^3 \cdot v \cdot k}{l_b + 2 \cdot \pi \cdot h_b} = \frac{10^3 \cdot 43,61 \cdot 2}{1580 + 2 \cdot \pi \cdot 0,8} = 55,03 \text{ s}^{-1} \quad (\text{Eq. 16})$$

$k = 2$. Nombre de politges que intervenen en el disseny escollit.

Nombre mínim de dents de la corretja

$$Z_{er} = \frac{P \cdot c_2}{P_R \cdot c_1 \cdot c_3} = \frac{11000 \cdot 1}{1000 \cdot 0,93 \cdot 1,095} = 10,80 \quad (\text{Eq. 17})$$

$c_1 = 0,93$. Valor que depèn de l'angle $\beta = 154^\circ$ i es determina segons la Taula 3.

$c_2 = 1$. Valor determinat per les hores de treball i característiques de la màquina segons la Taula 4.

$c_3 = 1,095$. Valor que depèn de la longitud $l_b = 1.580$ i es determina segons la Taula 5.

$P_R = 1,00$. Valor en kW determinat per el diàmetre $d_{bk} = 45$ mm, la relació de transmissió $i = 6,22$ o $1/i$ i la velocitat a l'eix $\omega = 18.339,66$ rpm.

Acostuma a ser una dada aportada per la casa comercial/fabricant, ja que solen ser aplicacions especial.

Factor de servei C_{2er}

El valor de dents mínim segons Z_{er} és 10. En funció d'aquest resultat i les politges, s'estudia la possibilitat de $Z = 12$.

$$\text{Si } Z = 12 \quad C_{er} = Z \cdot \frac{P_R \cdot c_1 \cdot c_3}{P} = 12 \cdot \frac{1000 \cdot 0,93 \cdot 1,095}{11000} = 1,11 \quad (\text{Eq. 18})$$

Força de rotació de la corretja F_u

$$F_u = \frac{P \cdot 10^3}{v} = \frac{11000}{43,61} = 252,23 \text{ N} \quad \boxed{F_u = 252,23 \text{ N}} \quad (\text{Eq. 19})$$

Pretensió total de muntatge F_v

$$F_v = (k_1 \cdot F_u + 2 \cdot k_2 \cdot v^2 \cdot z) \cdot \sin \frac{\beta}{2} = (1,885 \cdot 252,23 + 2 \cdot 0,005 \cdot 43,61^2 \cdot 12) \cdot \sin \frac{154^\circ}{2}$$

$$F_v = 685,64 \text{ N} \quad (\text{Eq. 20})$$

$k_1 = 1,885$. Factor de tensió de la corretja. Valor que depèn de l'angle $\beta = 154^\circ$ i es determina segons la Taula 7.

$K_2 = 0,005$. Factor de força centrífuga. Valor que depèn de la secció de la corretja (PH) i es determina segons la Taula 8.

Tensió estàtica de la corretja F

$$F = \frac{F_v}{2 \cdot z \cdot \sin \frac{\beta}{2}} = \frac{685,63}{2 \cdot 12 \cdot \sin \frac{154^\circ}{2}} = 29,32 \text{ N} \quad \text{Tensió per dent} \quad (\text{Eq. 21})$$

$$F_{\text{TOTAL}} = Z \cdot F = 12 \cdot 29,32 = 351,83 \text{ N} \quad \text{Tensió total de la corretja.}$$

A.4.3 RESULTATS OBTINGUTS

Resumint, en comparar els valors obtinguts en el càlcul de la corretja, s'ha ontingut:

SECCIÓ PJ

1) Per $Z = 8$

Força de rotació de la corretja: $F_u = 251,48 \text{ N}$

Pretensió total de muntatge: $F_v = 727,79 \text{ N}$

Tensió estàtica de la corretja: $F = 374,08 \text{ N}$

2) Per $Z = 12$

Força de rotació de la corretja: $F_u = 251,48 \text{ N}$

Pretensió total de muntatge: $F_v = 861,76 \text{ N}$

Tensió estàtica de la corretja: $F = 443,01 \text{ N}$

SECCIÓ PH

3) Per $Z = 12$

Força de rotació de la corretja: $F_u = 252,23 \text{ N}$

Pretensió total de muntatge: $F_v = 685,64 \text{ N}$

Tensió estàtica de la corretja: $F = 351,83 \text{ N}$

Per tant, per al nou disseny de transmissió s'escull la **OPCIÓ 2**, en la qual la secció de la corretja serà del tipus PJ i amb un nombre de dents $Z = 12$ que faran que la corretja sigui més ample i tingui una millor adherència a les politges, evitant així problemes de lliscament o de des tensió provocant que surti de la seva posició inicial ja que la velocitat a la que es pretén treballar és molt elevada i podria facilitar aquesta situació.

Tant el valor de la força de pretensió de muntatge **$F_v = 861,76 \text{ N}$** com la tensió total de la corretja **$F = 443,01 \text{ N}$** són superiors als altres casos significant doncs que el muntatge serà capaç de treballar a majors esforços.

A.5. Selecció de peces específiques de compra.

A.5.1. CORRETJA DENTADA

La corretja és de la marca CONTITECH i s'escull, per adaptació de les seves característiques, el tipus CONTY-V MULTIRIB, que permet treballar amb diàmetres de politges molt petits i a velocitats de fins a $v = 60$ m/s.

Aquest tipus de corretges proporcionen un elevat poder de transmissió al conjunt degut a la forma longitudinal i a l'excel·lent capacitat de subjecció a la politja mitjançant les ranures, evitant fins a un 98% les friccions que hi pugui haver.

La secció més adient, en aquest cas, és la PJ d'entre les existents (PH, PJ, PK, PL, PM) i el nombre de dents calculat ha de ser de $Z = 12$, ja que amb $Z = 8$ el factor de servei és massa just.

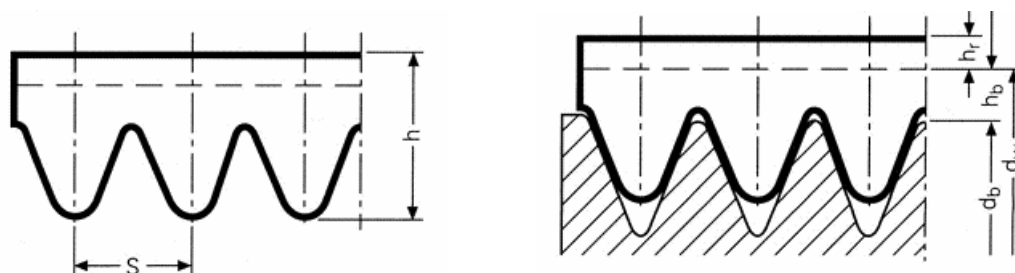


Figura 8.- Dimensions de la Corretja CONTI-V MULTIRIB

Section	DIN/ISO designation	PH	PJ	PK	PL	PM
Rib spacing s	mm	1.60	2.34	3.56	4.70	9.40
Belt height h	mm	2.7	4.0	5.4	9.0/7.5*	14.2
Effective line differential h_b	mm	0.8	1.2	1.5	3.0	4.0
Back height h_r	mm	1.0	1.1	1.5	1.5	2.0
Minimum pulley diameter $d_{b \min}$	mm	13	20	45	75	180
Maximum belt speed $v_{\max}$	m/s	60	60	50	40	35
Weight per rib	kg/m	0.005	0.009	0.021	0.040/0.037*	0.120
Effective length range L_b	from mm	1140	356	527	991/2324*	2286
	to mm	1992	2489	2550	2235/6096*	16764

*Values for truncated profile.

Taula 13.- Diferents Seccions de la Corretja CONTI-V MULTIRIB

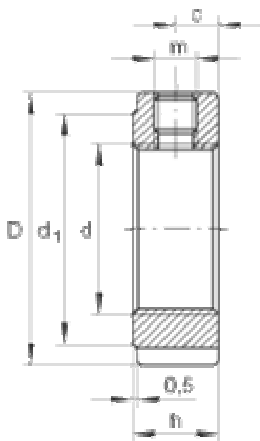
A.5.2. FEMELLA ESTRIADA ZM20 mm

La femella estriada de precisió ZM20 és de la marca INA i una de les millors opcions per a controlar la precàrrega dels rodaments mitjançant els passadors de bloqueig radial dels quals disposa i que fixen les peces amb major exactitud, segons el parell d'estrenyiment que recomanen els catàlegs tècnics dels mateixos fabricants.

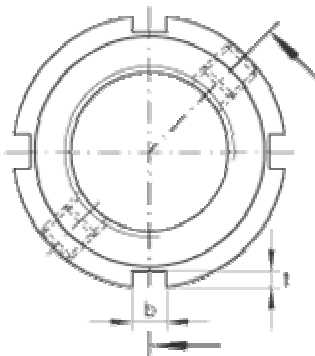
Aquesta peça és de gran rigidesa i també consta d'una elevada precisió de salt axial.

Per a l'eix calculat es necessita la femella de diàmetre interior 20 mm.

Taula 14.- Dades Femella Estriada de precisió ZM20



d	M20x1	
D	32 mm	
h	10 mm	
b	4 mm	
c	5 mm	
d ₁	27 mm	
m	M5	Rosca del cargol presoner
t	2 mm	



m	0,035 kg	Peso
M _m	3 Nm	Moment per estrènyer el cargol presoner
F _{aB}	69000 N	Càrrega axial de ruptura
M _L	40 Nm	Moment de despreniment
M _{AL}	18 Nm	Moment d'estrenyiment de referència per al moment de despreniment
M _M	0,068 kg x cm ²	Moment d'inèrcia

Figura 11.- Femella Estriada ZM20

A.5.3. FEMELLA AUTOBLOCANT

La femella autoblocant segueix la norma DIN6923 i en el cas de l'eix estudiat es necessita un diàmetre M10, aconseguint que tot el conjunt quedi, al final del muntatge, fermament unit i no pugui produir-se cap mena de joc entre les peces que malmetria l'eix o els rodaments.



Figura 12.- Femella autoblocant

A.5.4. CLAVETA PARAL·LELA

La politja POLY-V de diàmetre DN45 mm es mandrina per tal de poder-hi acoblar la xaveta, que en aquest cas, segueix la norma S/DIN 6885/1 i és de dimensions A4x4x24 mm per a diàmetres nominals d'eix d'entre (10÷20) mm.

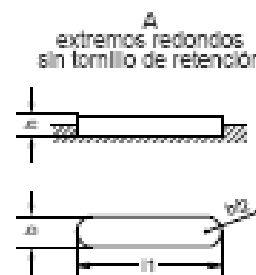
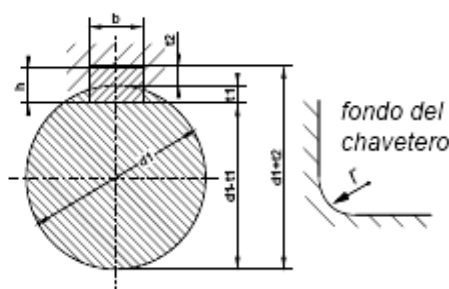
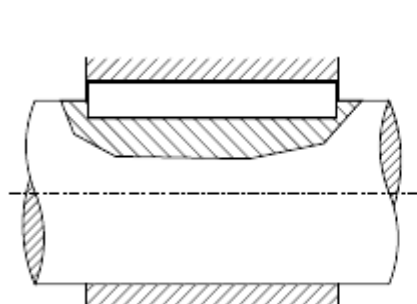


Figura 13.- Claveta paral·lela DIN6885.

Figura 14.- Extrems claveta.

Sección de la lengüeta de ajuste (eje para clavetas DIN 6880)		Anchura b		2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	25											
		Altura h		2	3	4	3	5	4	6	5	7	6	8	6	8	6	9	7	10	7	11	8	12	9	14	9	14
Para diámetro del eje d1 3)		mas de		6	8	10	12	17	22	30	38	44	50	58	65	75	85											
		hasta		8	10	12	17	22	30	38	44	50	58	65	75	85	95											
Clavetero del eje	Anchura b 4)	asiento fijo P9	Máxima	1,991	2,991	3,988	4,988	5,988	7,985	9,985	11,982	13,982	15,982	17,982	19,978	21,978	24,978											
			Mínima	1,966	2,966	3,958	4,958	5,958	7,949	9,989	11,939	13,939	15,939	17,939	19,926	21,925	24,925											
		asiento ligero N9	Máxima	2	3	4	5	6,000	8,000	10,000	12,000	14,000	16,000	18,000	20,000	20,000	25,000											
			Mínima	1,975	2,975	3,970	4,97	5,97	7,964	9,954	11,957	13,957	15,957	17,957	19,948	21,948	24,948											
	Profundidad (15)	con juego en el lomo o aprieto		1,1	1,7	2,4	1,9	2,9	2,5	3,5	3,1	4,1	3,7	4,7	3,9	4,9	4,0	5,5	4,7	6,2	4,8	6,8	5,4	7,4	6,0	8,5	6,2	8,7
			dif. adm.	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	
Clavetero del cubo	Anchura b 4)	asiento fijo P9	Máxima	1,991	2,991	3,998	4,998	5,998	7,985	9,985	11,982	13,982	15,982	17,967	19,978	21,978	24,978											
			Mínima	1,966	2,966	3,958	4,958	5,958	7,949	9,949	11,939	13,939	15,939	17,939	19,926	21,296	24,926											
		asiento ligero N9	Máxima	2,012	3,012	4,015	5,015	6,015	8,018	10,018	12,021	14,021	16,021	18,021	20,026	22,026	25,026											
			Mínima	1,987	2,987	3,985	4,985	5,985	7,982	9,982	11,978	13,978	15,975	17,978	19,974	21,974	24,974											
	Profundidad (12 5)	con juego en el lomo		0,9	1,3	1,6	1,1	2,1	1,6	2,5	1,9	2,9	2,3	3,3	2,1	3,1	2,0	3,5	2,3	3,8	2,2	4,2	2,6	4,6	3,0	5,5	2,8	5,3
			dif. adm.	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2
	con aprieto		0,7	1,1	1,4	0,9	1,9	1,2	2,2	1,4	2,5	1,9	2,9	1,7	2,7	1,6	3,3	1,9	3,4	1,8	3,7	2,2	4,1	2,5	5,0	2,4	4,8	
		dif. adm.	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	
Redondeo del fondo del chavetero	r		0,2	0,2	0,4	0,2	0,4	0,4	0,4	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	
		dif. adm.	-0,1	-0,1	-0,2	-0,1	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2		

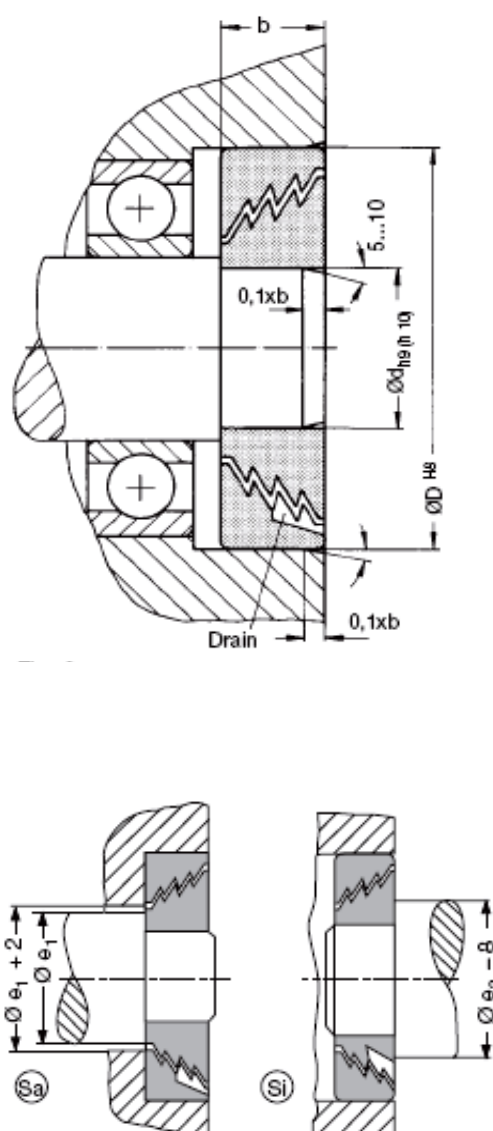
Taula 15.- Dimensions Claveta paral·lela DIN6885.

A.5.5. JUNTA LABERÍNTICA

Les juntes laberíntiques són bones per a treballar a elevada velocitat i temperatura. En aquest cas es fan servir les de la marca GMN Gap Seals i de dimensions S25x47x10 mm.

En el muntatge, les juntes s'encaixen a pressió per mitjà dels anells cònics de plàstic pels quals estan formades internament i s'acaben d'encaixar segellant les dents que tenen externament.

Type ⊗ - ⊗ - ⊗	d mm	D mm	b mm	e ₁ mm	e ₂ mm
10 x 30 x 10	10	30	10	14	25
10 x 32 x 10	10	32	10	14	25
12 x 30 x 10	12	30	10	14	25
12 x 32 x 10	12	32	10	14	25
12 x 36 x 10	12	36	10	19	30
12 x 37 x 10	12	37	10	19	30
15 x 36 x 10	15	36	10	19	30
15 x 37 x 10	15	37	10	19	30
15 x 40 x 10	15	40	10	24	35
15 x 42 x 10	15	42	10	24	35
16 x 36 x 10	16	36	10	19	30
16 x 37 x 10	16	37	10	19	30
16 x 40 x 10	16	40	10	24	35
16 x 42 x 10	16	42	10	24	35
17 x 36 x 10	17	36	10	19	30
17 x 37 x 10	17	37	10	19	30
17 x 40 x 10	17	40	10	24	35
17 x 42 x 10	17	42	10	24	35
17 x 47 x 10	17	47	10	31	42
17 x 52 x 10	17	52	10	31	42
18 x 40 x 10	18	40	10	24	35
18 x 42 x 10	18	42	10	24	35
20 x 40 x 10	20	40	10	24	35
20 x 42 x 10	20	42	10	24	35
20 x 47 x 10	20	47	10	31	42
20 x 52 x 10	20	52	10	31	42
22 x 40 x 10	22	40	10	24	35
22 x 42 x 10	22	42	10	24	35
22 x 47 x 10	22	47	10	31	42
22 x 52 x 10	22	52	10	31	42
25 x 47 x 10	25	47	10	31	42
25 x 52 x 10	25	52	10	31	42
25 x 62 x 10	25	62	10	46	57
25 x 66 x 10	25	66	10	46	57
26 x 47 x 10	26	47	10	31	42
26 x 52 x 10	26	52	10	31	42
27 x 47 x 10	27	47	10	31	42
27 x 52 x 10	27	52	10	31	42
28 x 47 x 10	28	47	10	31	42
28 x 52 x 10	28	52	10	31	42



Taula 16.- Dimensions Juntes laberíntiques.

Figura 15/16.- Dimensions Juntes laberíntiques.

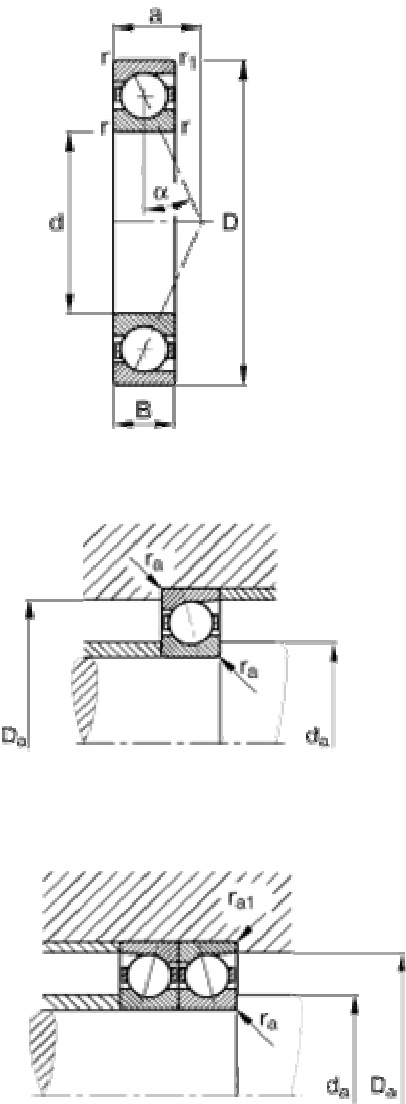
A.5.6. RODAMENTS DE SÚPER PRECISIÓ

Els rodaments són obturats de súper precisió de la marca FAG i en el cas estudiat és necessari un diàmetre interior de 25 mm, per això s’escull el tipus B7005E.2RSD.T.P4S.UL.

Aquestes són peces formades per anells exteriors i interiors massissos i corones de boles amb gàbies de finestres també massisses de teixit dur.

Són especialment idonis per a aplicacions amb màxima precisió de guiat i elevades velocitats de rotació i estan precarregats per al muntatge en parelles o grups.

Taula 17.- Dimensions Rodament B7005E.2RSD.T.P4S.UL



d	25 mm
D	47 mm
B	12 mm

a	14 mm
Da H12	42 mm
da h12	30 mm
r1 min	0,6 mm
ra max	0,6 mm
ra1 max	0,3 mm
r min	0,6 mm

m	0,07 kg	Peso
C_r	13700 N	Capacitat de càrrega dinàmica, radial
C_{0r}	8650 N	Capacitat de càrrega estàtica, radial
n_G Fett	28000 1/min	Velocitat límit de rotació per a lubricació amb grassa
n_G Oel	43000 1/min	Velocitat límit per a lubricació amb quantitat mínima d’oli
C_{ur}	640 N	Càrrega límit de fatiga, radial

Figura 17.- Rodament B7005E.2RSD.T.P4S.UL.

A.6. Estudi i dimensionament de l'eix

En l'estudi de l'eix la finalitat és trobar els esforços normal/tallant i els moments flector/torsor dels punts més crítics per a després poder realitzar el càlcul a estàtica i el càlcul a fatiga. Amb això s'aconsegueix saber si l'eix aguanta totes les reaccions a les quals està sotmès.

Per tal d'arribar a la conclusió de si l'eix està ben dimensionat o no, es tenen en compte tots els esforços que hi afectaran, des del pes de la politja, femella estriada, anell seient junta, porta disc i el mateix pes de l'eix fins a la tensió provocada per la politja de DN45mm i posteriorment, es calculen les reaccions en els punts de recolzament dels rodaments.

Un cop resoltes aquestes incògnites es busca la secció més desfavorable de l'eix, és a dir, la secció on hi haurà un major esforç tallant, moment flector o torsor, però per tal d'aconseguir aquest punt exacte s'hauran d'haver definit, anteriorment i amb exactitud, els centres de gravetat de totes les reaccions a l'eix.

A.6.1. CÀLCUL DELS CENTRES DE GRAVETAT DE LES PECES

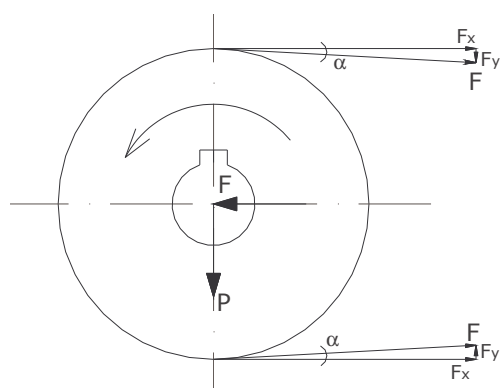
Un cop se sap quines són les peces que actuen sobre l'eix, es calcula el centre de gravetat de cada una d'elles per a resoldre en quin punt es troben i mitjançant el volum de les peces i la densitat dels seus materials es troben els seus pesos.

$$\text{Volum peça} \quad V_{\text{peça}} = \frac{\pi \cdot \phi^2}{4} \cdot L_x \quad (\text{Eq. 22})$$

- POLITJA POLY-V DN45 mm

La politja aporta a l'eix una força normal degut al seu propi pes i una reacció degut a la pretensió de muntatge (F_v) provocada per la corretja CONTY-V.

La força de pretensió de la corretja ja s'havia calculat anteriorment i és $F_v = 861,76\text{N}$ per a $Z = 12$ dents.



$$T = F \cdot d$$

$$F_v = 861,76\text{N}$$

(valor càlcul CONTITECH)

Figura 18.- Tensió de la corretja en la Politja POLY-V

El pes de la politja es calcula mitjançant la densitat de l'acer F-1270 ($\rho = 7.840 \text{ kg/m}^3$) i tanmateix, es busca el centre de gravetat ($X_{c.d.g}$) de la peça, suposant que és simètrica, per tal de saber el punt aproximat de l'eix en el qual actuen les forces calculades.

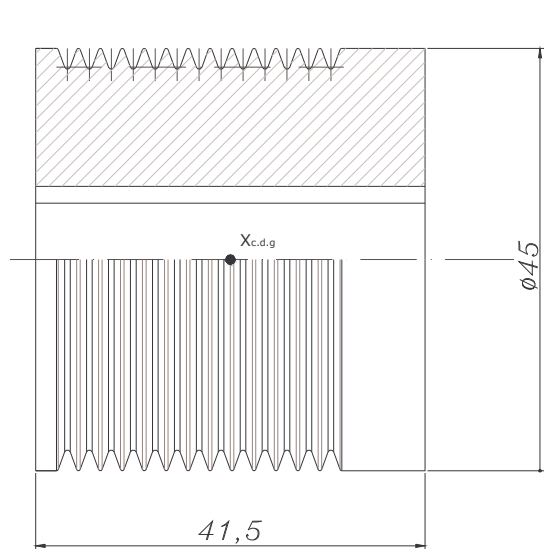


Figura 19.- X_{cdg} de la Politja POLY-V

$$V = \left(\frac{\pi \cdot (\phi_{ext}^2 - \phi_{int}^2)}{4} \cdot L \right) - (h \cdot b \cdot L) \quad (\text{Eq. 23})$$

$$V = \left(\frac{\pi \cdot (45^2 - 12^2)}{4} \cdot 41,5 \right) - (1,8 \cdot 4 \cdot 41,5) = 61.010,56 \text{ mm}^3$$

$$V_{\text{politja POLY-V DN45 mm}} = 61.010,56 \text{ mm}^3$$

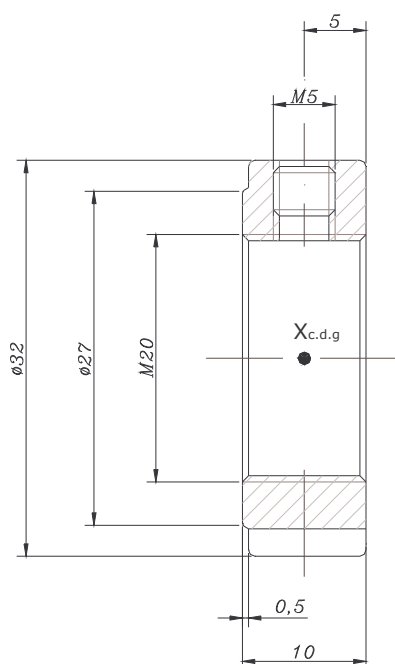
$$X_{c.d.g} = L/2 = 41,5/2 = 20,75 \text{ mm}$$

$$\text{Pes} = 0,000007840 \cdot 61.010,56 = 0,478 \text{ kg}$$

$$\text{Pes} = 4,78 \text{ N}$$

- FEMELLA ESTRIADA ZM20 mm**

En el cas de la femella estriada el valor del seu pes ve determinat en el catàleg tècnic perquè es tracta d'una peça comercial i suposant que la peça és pràcticament simètrica es troba el seu centre de gravetat com s'observa a la Figura 20



$$X_{c.d.g} = L/2 = 10/2 = 5,00 \text{ mm}$$

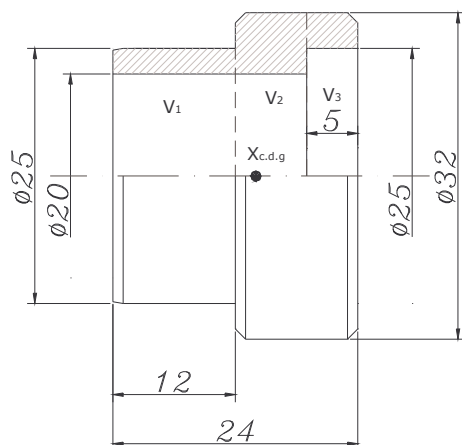
$$P_{\text{femella ZM20}} = 0,035 \text{ kg} = 0,35 \text{ N}$$

$$\text{Pes} = 0,35 \text{ N}$$

Figura 20.- X_{cdg} de la Femella ZM20

- ANEL·L SEIENT JUNTA DN20 mm

En el cas de l'anell seient junta el pes es calcula mitjançant, la densitat de l'acer AISI 316 ($\rho = 8.027 \text{ kg/m}^3$) i el centre de gravetat ($X_{c.d.g}$) de la peça es trobarà mitjançant els diferents volums en funció de la forma de la peça, com s'observa a la Figura 21.



Taula 18.- Càlcul centre de gravetat

	V (mm ³)	X _{c.d.g} (mm)	V · X _{c.d.g} (mm ⁴)
1	2.120,57	6,00	12.723,42
2	3.430,62	15,50	53.174,61
3	1.566,87	21,50	33.687,71
TOTAL	7.118,06	-----	99.585,74

$$V = \frac{\pi \cdot (\phi_{\text{ext}}^2 - \phi_{\text{int}}^2)}{4} \cdot L_x \quad (\text{Eq. 24})$$

Figura 21.- X_{cdg} de l'anell seient junta DN20 mm

$$X_{cdg1} = \frac{L_1}{2} = \frac{12}{2} = 6,00 \text{ mm}$$

$$X_{cdg2} = L_1 + \frac{L_2}{2} = 12 + \frac{7}{2} = 15,50 \text{ mm}$$

$$X_{cdg3} = L_{\text{total}} - \frac{L_3}{2} = 24 - \frac{5}{2} = 21,50 \text{ mm}$$

$$X_{cdg} = \frac{99.585,74}{7.118,06} = 14 \text{ mm}$$

$$V = \frac{\pi \cdot (25^2 - 20^2)}{4} \cdot 12 = 2.120,57 \text{ mm}^3$$

$$V = \frac{\pi \cdot (32^2 - 20^2)}{4} \cdot 7 = 3.430,62 \text{ mm}^3$$

$$V = \frac{\pi \cdot (32^2 - 25^2)}{4} \cdot 5 = 1.566,87 \text{ mm}^3$$

$$P = 0,000008027 \cdot 7118,06 = 0,057 \text{ kg}$$

$$\text{Pes} = 0,57 \text{ N}$$

- PORTA DISC

El càlcul del porta disc seguirà el mateix camí que l'anterior peça, com s'observa a la Figura 22 i la seva densitat també és la de l'acer AISI 316 ($\rho = 8.027 \text{ kg/m}^3$).

$$X_{cdg1} = \frac{L_1}{2} = \frac{9,5}{2} = 4,75 \text{ mm}$$

$$X_{cdg2} = L_1 + \frac{L_2}{2} = 9,5 + \frac{10}{2} = 14,50 \text{ mm}$$

$$X_{cdg3} = L_{\text{total}} - \frac{L_3}{2} = 25,5 - \frac{6}{2} = 22,50 \text{ mm}$$

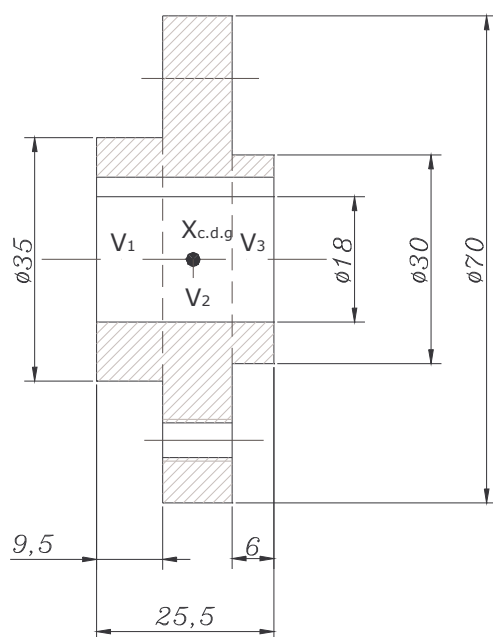
$$X_{cdg} = \frac{608.670,34}{44.948,37} = 13,54 \text{ mm}$$

$$V = \frac{\pi \cdot (35^2 - 18^2)}{4} \cdot 9,5 - (6 \cdot 2,8 \cdot 9,5) = 6.563,01 \text{ mm}^3$$

$$V = \frac{\pi \cdot (70^2 - 18^2)}{4} \cdot 10 - (6 \cdot 2,8 \cdot 10) = 35.771,82 \text{ mm}^3$$

$$V = \frac{\pi \cdot (30^2 - 18^2)}{4} \cdot 6 - (6 \cdot 2,8 \cdot 6) = 2.613,54 \text{ mm}^3$$

$$P = 0,000008027 \cdot 44948,37 = 0,36 \text{ kg}$$


 Figura 22.- X_{cdg} del porta disc

Taula 19.- Càlcul centre de gravetat

	V (mm ³)	$X_{c.d.g}$ (mm)	$V \cdot X_{c.d.g}$ (mm ⁴)
1	6.563,01	4,75	31.174,30
2	35.771,82	14,50	518.691,39
3	2.613,54	22,50	58.804,65
TOTAL	44.948,37	-----	608.670,34

$$V = \frac{\pi \cdot (\phi_{ext}^2 - \phi_{int}^2)}{4} \cdot L_x - (h \cdot b \cdot L_x)$$

$$Pes = P_{porta\ disc} + P_{conjunt\ ganivetes}$$

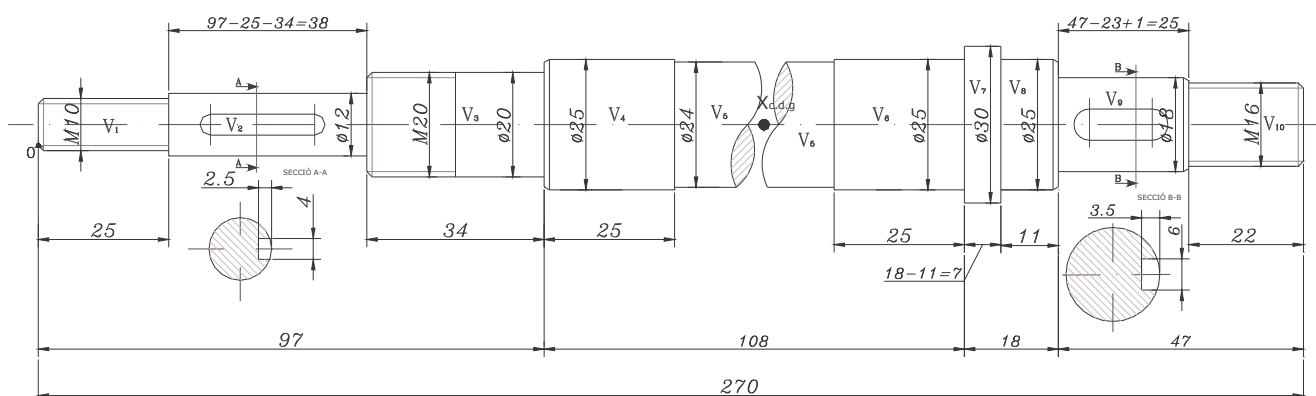
$$Pes = 3,60N + 12N = 15,60N$$

• EIX DE TRANSMISSIÓ

Per a calcular les reaccions en l'eix es necessitarà saber en quin punt tindrà el seu centre de gravetat per a aplicar-hi la reacció del seu pes i com que és una peça amb diferents diàmetres significa que no es trobarà exactament en el seu punt mig.

El material de l'eix és acer aliat F-1270 ($\rho = 7.840 \text{ kg/m}^3$) i ajudarà a calcular el seu pes.

Com en els casos anteriors caldrà calcular el punt del centre de gravetat (X_{cdg}) en funció dels diferents volums que el componen segons s'indica a la Figura 23.


 Figura 23.- X_{cdg} de l'eix

$$V_1 = \frac{\pi \cdot 11^2}{4} \cdot 25 = 2.375,83 \text{ mm}^3$$

$$V_2 = \left(\frac{\pi \cdot 12^2}{4} \cdot 38 \right) - \left[\left(\frac{2\pi \cdot 4^2}{8} \cdot 2,5 \right) + (20 \cdot 4 \cdot 2,5) \right] = 4.297,69 - 31,42 - 200 = 4.066,27 \text{ mm}^3$$

$$V_3 = \frac{\pi \cdot 20^2}{4} \cdot 34 = 10.681,41 \text{ mm}^3$$

$$V_4 = \frac{\pi \cdot 25^2}{4} \cdot 25 = 12.271,85 \text{ mm}^3$$

$$V_5 = \frac{\pi \cdot 24^2}{4} \cdot 58 = 26.238,58 \text{ mm}^3$$

$$V_6 = V_4 = 12.271,85 \text{ mm}^3$$

$$V_7 = \frac{\pi \cdot 30^2}{4} \cdot 7 = 4.948,01 \text{ mm}^3$$

$$V_8 = \frac{\pi \cdot 25^2}{4} \cdot 11 = 5.399,61 \text{ mm}^3$$

$$V_9 = \left(\frac{\pi \cdot 18^2}{4} \cdot 25 \right) - \left[\left(\frac{2\pi \cdot 6^2}{8} \cdot 3,5 \right) + (12 \cdot 6 \cdot 3,5) \right] = 6.361,72 - 98,96 - 252 = 6.010,76 \text{ mm}^3$$

$$V_{10} = \frac{\pi \cdot 17^2}{4} \cdot 22 = 4.993,56 \text{ mm}^3$$

Taula 20.- Càlcul centre de gravetat

	V (mm ³)	X_{c.d.g} x (mm)	V · X_{c.d.g} (mm ⁴)
1	2.375,83	$\frac{25}{2} = 12,50 \text{ mm}$	29.697,87
2	4.066,27	$25 + \frac{38}{2} = 44,00 \text{ mm}$	178.915,88
3	10.681,41	$25 + 38 + \frac{34}{2} = 80,00 \text{ mm}$	854.512,80
4	12.271,85	$97 + \frac{25}{2} = 109,50 \text{ mm}$	1.343.767,57
5	26.238,58	$97 + 25 + \frac{58}{2} = 151,00 \text{ mm}$	3.962.025,58
6	12.271,85	$97 + 25 + 58 + \frac{25}{2} = 192,50 \text{ mm}$	2.362.331,12
7	4.948,01	$97 + 108 + \frac{7}{2} = 208,50 \text{ mm}$	1.031.660,08
8	5.399,61	$97 + 108 + 7 + \frac{11}{2} = 217,50 \text{ mm}$	1.174.415,17
9	6.010,76	$97 + 108 + 18 + \frac{25}{2} = 235,50 \text{ mm}$	1.415.533,98
10	4.993,56	$270 - \frac{22}{2} = 259,00 \text{ mm}$	1.293.332,04
TOTAL	89.257,73	-----	13.646.192,09

$$X_{cdg} = \frac{13.646.192,04}{89.257,73} = 152,88 \text{ mm}$$

$$\text{Pes} = 0,000008027 \cdot 89257,73 = 0,71 \text{ kg} = \boxed{7,1\text{N}}$$

A.6.2. CÀLCUL DE LES REACCIONS EN L'EIX

Un cop es troben tots els pesos i centres de gravetat de les peces que actuen sobre l'eix de transmissió, s'apliquen sobre el mateix segons el pla de treball i es busquen les incògnites, en aquest cas, les reaccions que provoquen els rodaments sobre els punt de recolzament (A,B).

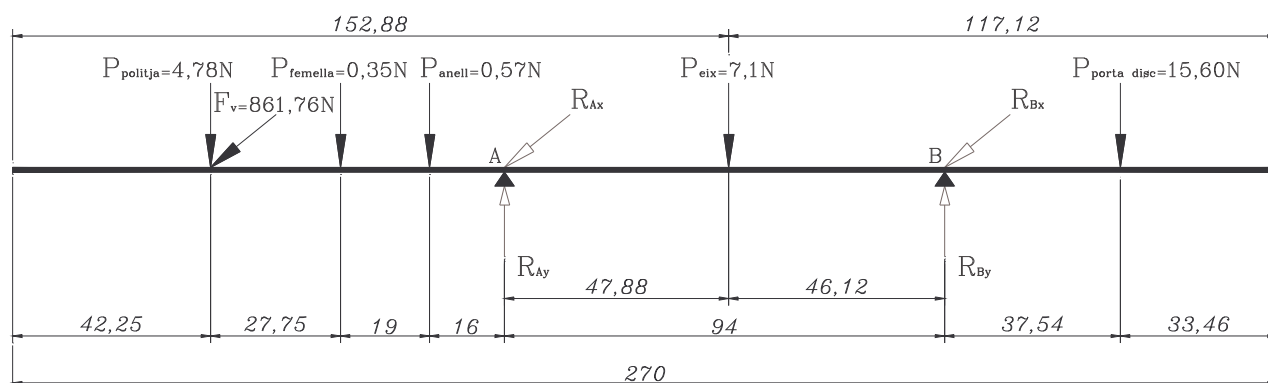


Figura 24.- Reaccions en l'eix

- Càlcul de les reaccions en el Pla y-z

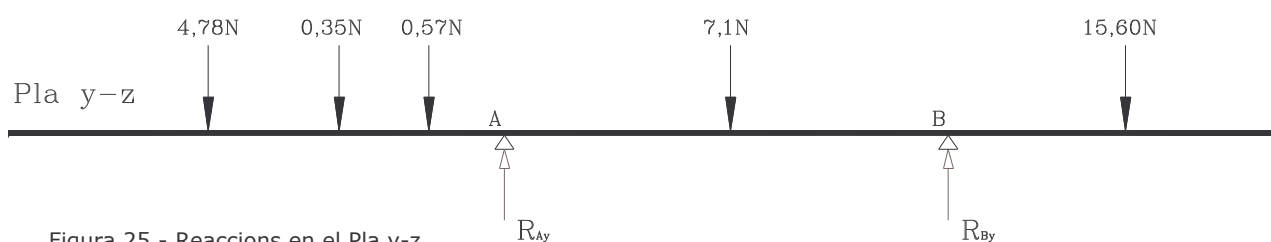


Figura 25.- Reaccions en el Pla y-z

$$\begin{aligned} \Sigma F_y = 0) \quad & 4,78 + 0,35 + 0,57 + 7,1 + 15,60 = R_{Ay} + R_{By} \quad & 28,40 = R_{Ay} + R_{By} \\ \Sigma M_{\odot A} = 0) \quad & (4,78 \cdot 62,75) + (0,35 \cdot 35) + (0,57 \cdot 16) + 94 R_{By} = (7,1 \cdot 47,88) + (15,60 \cdot 131,54) \\ & 299,95 + 12,25 + 9,12 + 94 R_{By} = 339,95 + 2052,02 \\ & 94 R_{By} = 2070,65 \\ & \boxed{R_{By} = 22,03N \uparrow} \\ & R_{Ay} = 28,40 - 22 \Rightarrow \boxed{R_{Ay} = 6,37N \uparrow} \end{aligned}$$

- Càlcul de les reaccions en el Pla x-z



Figura 26.- Reaccions en el Pla x-z

$$\Sigma F_x = 0) \quad 861,76 + R_{Ax} + R_{Bx} = 0$$

$$\Sigma M_B = 0) \quad (861,76 \cdot 62,75) = 94 R_{Bx}$$

$$54.075,44 = 94 R_{Bx}$$

$$R_{Bx} = 575,27N \downarrow$$

$$R_{Ax} = -575,27 - 861,76 \Rightarrow R_{Ax} = -1437,03N \uparrow$$

$$R_{Ax} = 1437,03N \downarrow$$

A.6.3. DIAGRAMES DE L'ESFORÇ TALLANT, MOMENT FLECTOR I TORSOR

En aquest apartat, un cop s'han trobat les reaccions dels rodaments, es realitza el càlcul de l'esforç tallant (V), moment flector (M) i moment torsor (T) perquè mitjançant els seus diagrames s'aconsegueix saber quin és el punt de l'eix on la secció serà més desfavorable.

Els diferents tallants V_y de l'eix venen determinats per els pesos de les peces que actuen directament sobre l'eix i les reaccions R_{Ay} i R_{By} dels rodaments en el pla y-z.

Tanmateix, el tallant V_x és determinat per la força F_v deguda a la tensió de la corretja i les reaccions R_{Ax} i R_{Bx} dels rodaments en el pla x-z.

Pel que fa als moments flectors M_x i M_y depenen dels tallants trobats i la distància entre punts de l'eix.

Pla y-z

$$V_{y,0-1} = 4,78N$$

$$V_{y,1-2} = 4,78 + 0,35 = 5,13N$$

$$V_{y,2-3} = 5,13 + 0,57 = 5,70N$$

$$V_{y,3-4} = -5,70 + 6,37 = -0,67N$$

$$V_{y,4-5} = -0,67 + 7,10 = 6,43N$$

$$V_{y,5-6} = -6,43 + 22,03 = 15,60N$$

$$M_{x,0-1} = 4,78 \cdot 27,75 = 132,65 \text{ Nmm}$$

$$M_{x,1-2} = 132,65 + (5,13 \cdot 19) = 230,12 \text{ Nmm}$$

$$M_{x,2-3} = 230,12 + (5,70 \cdot 16) = 321,32 \text{ Nmm}$$

$$M_{x,3-4} = 321,32 - (0,67 \cdot 47,88) = 289,24 \text{ Nmm}$$

$$M_{x,4-5} = 289,24 + (6,43 \cdot 46,12) = 585,79 \text{ Nmm}$$

$$M_{x,5-6} = 585,79 - (15,60 \cdot 37,54) = 0 \text{ Nmm}$$

Pla x-z

$$V_{y,0-3} = 861,76N$$

$$V_{y,3-5} = 861,76 - 1437,03 = -575,27N$$

$$M_{x,0-3} = 861,76 \cdot 62,75 = 54.075,44 \text{ Nmm}$$

$$M_{x,3-5} = 54.075,44 - (575,27 \cdot 94) = 0 \text{ Nmm}$$

Torsor = 5.730 Nmm (constant a tot l'eix)

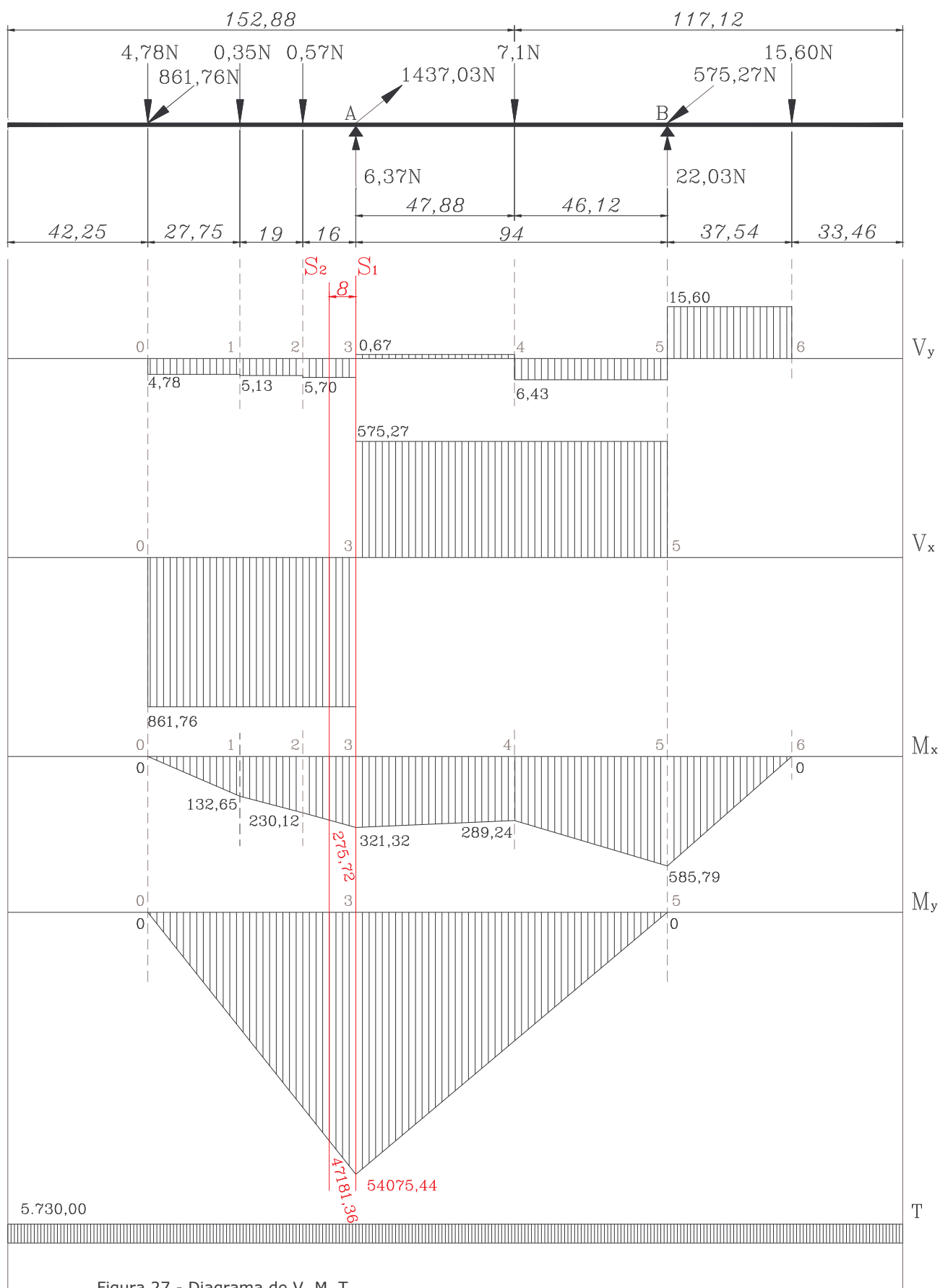


Figura 27.- Diagrama de V, M, T

A.6.4. CÀLCUL DE LA SECCIÓ MÉS DESFAVORABLE

Un cop calculat el tallant i els moments flectors en l'eix, el diagrama demostra quina és la secció més desfavorable.

La Secció S_1 és on el moment flector és més gran $M_x = 54.075,44 \text{ Nmm}$, però la secció S_2 també serà un punt crític ja que hi existirà concentració de tensions degut al canvi de diàmetre de DN25 mm a DN20 mm i es troba a la distància $X = 8 \text{ mm}$ del recolzament del rodament A com es pot veure a la Figura 28.

Com ja s'havia dit anteriorment, l'eix és d'acer F-1270 mecanitzat i rectificat, per tant, segons la taula 21 d'aquesta mateixa pàgina d'acers per a màquines, s'escullen, la resistència a tracció (S_{ut}) i el límit elàstic o resistència estàtica (S_y) aproximats.

En aquest cas es prenen els següents valors:

$$S_{ut} = 1.300 \text{ MPa}$$

$$S_y = 950 \text{ MPa}$$

ACERS DE MAQUINES					
		No aliats o al carboni		Aliats o d'alta resistència	
		1 C 25	1 C 45	34 CrMo 4	34 CrNiMo 6
EN 10083-2 (antiga UNE)		UNE 36.011 F-1120	UNE 36.011 F-1140	UNE 36.012 F-1250	UNE 36.012 (F-1270)
DIN		1.1158	1.1191	1.7225	(1.65872)
AISI/SAE		1025	1045	4035	-
Composició química					
Carboni	C	%	0,22-0,29	0,42-0,50	0,30-0,37
Crom	Cr	%	-	-	0,90-1,20
Manganès	Mn	%	0,40-0,70	0,50-0,80	0,60-0,90
Molibdè	Mo	%	-	-	0,15-0,30
Niquel	Ni	%	-	-	-
Vanadi	Va	%	-	-	-
Propietats mecàniques					
Estat de normalització					
Resistència tracció	MPa	>470-440	>620-560	-	-
Límit elàstic	MPa	>260-230	>340-275	-	-
Allargament	MPa	>22-23	>19-18	-	-
Estat tremp i revingut					
Resistència (S_{ut})	MPa				
d<16	MPa	550-700	700-850	1100-1200	1200-1400
16<d<40	MPa	500-650	650-800	900-1100	1100-1300
40<d<100	MPa	-	630-780	800-950	1000-1200
100<d<160	MPa	-	-	750-900	900-1100
160<d<250	MPa	-	-	700-850	800-950
Límit elàstic (S_y)	MPa				
d<16	MPa	>370	>490	>800	>1000
16<d<40	MPa	>320	>430	>650	>900
40<d<100	MPa	-	>420	>550	>800
100<d<160	MPa	-	-	>500	>700
160<d<250	MPa	-	-	>450	>600
Allargament	%	>19-21	>14-17	>11-15	>9-13
Resiliència (KV)	J	>45	>25	>35-45	>35-45

Taula 21.- Acers de màquines

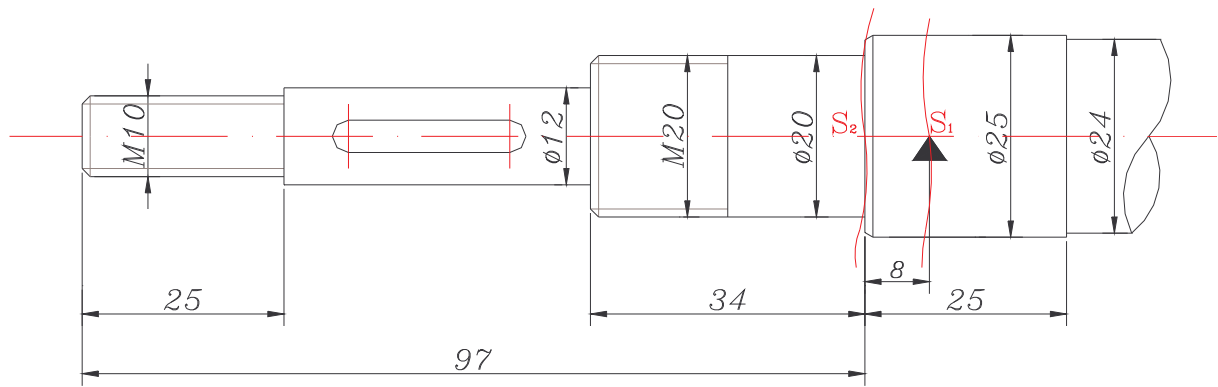
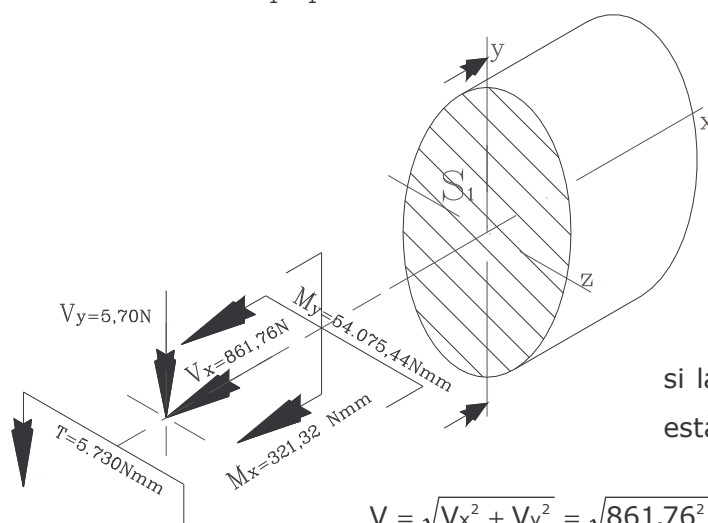


Figura 28.- Seccions més desfavorables

• SECCIÓ S_1 S_1'



$$V_x = 861,76 \text{ N}$$

$$V_y = 5,70 \text{ N}$$

$$M_x = 321,32 \text{ Nmm}$$

$$M_y = 54.075,44 \text{ Nmm}$$

$$T = 5.730,00 \text{ Nmm}$$

Amb aquestes dades es comprova si la secció aguanta en realitzar el càlcul a estàtica i a fatiga.

$$V = \sqrt{V_x^2 + V_y^2} = \sqrt{861,76^2 + 5,70^2} = 861,78 \text{ N} \quad (\text{Eq. 25})$$

 Figura 29.- Secció S_1

$$M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{321,32^2 + 54.075,44^2} = 54.076,39 \text{ Nmm} \quad (\text{Eq. 26})$$

El torsor és constant en tot l'eix, per tant, el seu valor mig serà sempre $T=5730 \text{ Nmm}$, però en el cas del moment flector, l'esforç (σ) és altern i per les seves característiques de màquina rotativa els seus valor màxims i mínim sempre es trobaran quan $M=54 \text{ Nm}$ i el valor mig quan $M=0 \text{ Nm}$ com es pot veure a la Figura 30.

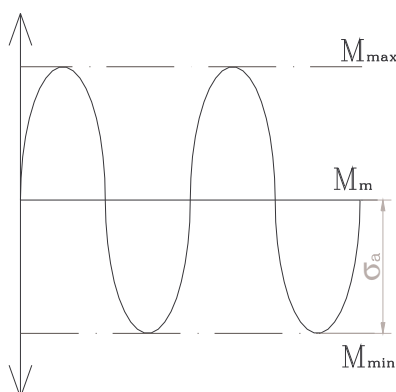


Figura 30.- Diagrama altern de M

Càlcul a estàtica:

S'utilitza la fórmula per a la resistència estàtica en eixos amb rodaments i la normal $N=0$

$$\sigma = \frac{16}{\pi \cdot \phi^3} \cdot \sqrt{4M^2 + 3T^2} \quad (\text{Eq. 27})$$

$$\sigma = \frac{16}{\pi \cdot \phi^3} \cdot \sqrt{4M^2 + 3T^2} = \frac{16}{\pi \cdot 25^3} \cdot \sqrt{4 \cdot 54076,39^2 + 3 \cdot 5730^2} = 35,40 \text{ MPa}$$

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{950}{35,40} = 26,84 \text{ MPa} \quad \boxed{\eta > 1} \quad \text{NO TRENCA} \quad (\text{Eq. 27})$$

L'eix aguanta sense problemes a estàtica en la secció més desfavorable.

Càlcul a fatiga:

Per al càlcul a fatiga es segueix la teoria del tallant màxim per tal de descobrir si l'eix compleix les mateixes condicions a dinàmica com a estàtica.

$$\frac{1}{\eta} = \frac{16}{\pi \cdot \phi^3} \cdot \sqrt{\left(\frac{M_a}{S_{se}} \cdot k_f\right)^2 + \left(\frac{T_m}{S_{su}}\right)^2} \quad (\text{Eq. 28})$$

Se Límit de resistència a la fatiga

$$S_e = S_e' \cdot k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e$$

Cal trobar totes els factor que dependran del material, procés realització de la peça, la forma, la temperatura i les reaccions de tallant, moment flector i torsor.

Se' Límit de fatiga experimental

	Se'
ACER	0,5 Sut
FOSA	0,4 Sut
Al	0,4 Sut
Cu	0,4 Sut
Mg	0,4 Sut

Taula 22.- Condicions de Se' en funció del material

$$S_e' = 0,5 \cdot 1300 = 650 \text{ MPa}$$

Ka Factor de superfície

$$K_a = a \cdot S_{ut}^b \quad \text{per Acer}$$

$$K_a = 1 \quad \text{per Fosa}$$

$$K_a = 4,51 \cdot 1300^{-0,265} = 0,6745 \quad (\text{Eq. 29})$$

	a	b
Rectificat	1,58	-0,085
Mecanitzat	4,51	-0,265
Laminat en calent	57,70	-0,718
Forjat	272	-0,995

Taula 23.- Valors de a i b en funció del procés de fabricació

Kb Factor de probabilitat

	Kb	de segons secció
Flexió, Torsió		
Si $2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm}$	$k_b = \left(\frac{de}{7,62}\right)^{-0,107}$	Roda de=d Tovera de= 0,370d Quadrat
Si $d > 51 \text{ mm}$	$K_b = 0,6 \div 0,75$	$de = 0,808(h \cdot b)^{1/2}$
Càrrega axial	$K_b = 1$	

Taula 24.- Valors de Kb en funció del M, T i N

$$K_b (\phi = 25 \text{ mm}) = (25/7,62)^{-0,107} = 0,8806$$

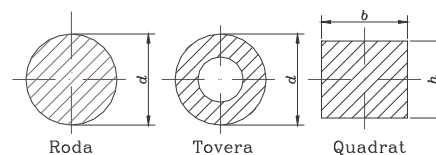


Figura 31.- de en funció de la superfície

Kc Factor de càrrega

	Kc
Moment Flector	1
Moment torsor	0,577
Norma	
Sut ≤ 1520 MPa	0,923
Sut ≥ 1520 MPa	1

Taula 25.- Valors de Kc en funció del M, T i N

$$K_C(M) = 1$$

Kd Factor de Temperatura

	Kd
T > 250 °C	S _T = Resistència a la tensió a la T ^a d'operació S _{RT} = Resistència a la tensió a la T ^a del lloc de treball
T ≤ 250 °C	1
300 °C	0,975
350 °C	0,927
400 °C	0,922
450 °C	0,840
500 °C	0,766
550 °C	0,670
600 °C	0,546

Taula 26.- Valors de Kd en funció de la Temperatura

$$K_d(T \leq 250 \text{ °C}) = 1$$

Ke Efectes diversos

Concentració de tensions

	Estàtica	Vida limitada	Fatiga o Vida ilimitada
Dúctil	$\sigma = \sigma_0$	$K_e = 1/K_f$	$\sigma = K_f \cdot \sigma_0$
Fràgil	$\sigma = K_f \cdot \sigma_0$	$\sigma = K_f \cdot \sigma_0$	$\sigma = K_f \cdot \sigma_0$

Taula 27.- Fórmules per al càlcul de la concentració de tensions

$$K_f = 1 + q \cdot (K_t - 1) \quad K_t = \text{Taules de Flexió, normal} \quad (\text{Eq. 30})$$

$$K_{fs} = 1 + q \cdot (K_{ts} - 1) \quad K_{ts} = \text{Taules de Torsió} \quad (\text{Eq. 31})$$

	Estàtica	Fatiga
Dúctil	q=0	q ≠ 0
Fràgil	q= 0,2	q= 0,2

Taula 28.- Valors de q per al càlcul de la concentració de tensions

No existeix concentració de tensions en l'estudi de la Secció S₁, per tant $K_e = 1$

$$S_e = S_e' \cdot K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e = 650 \cdot 0,6745 \cdot 0,8806 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 386,08 \text{ MPa}$$

Ssu Esforç tallant fluctuant

$$S_{su} = 0,670 \cdot S_{ut} \quad S_{su} = 0,670 \cdot 1300 = 871 \text{ MPa} \quad (\text{Eq. 32})$$

Sse Esforç tallant altern

$$S_{se} = 0,577 \cdot S_e \quad S_{se} = 0,577 \cdot 386,08 = 222,77 \text{ MPa} \quad (\text{Eq. 33})$$

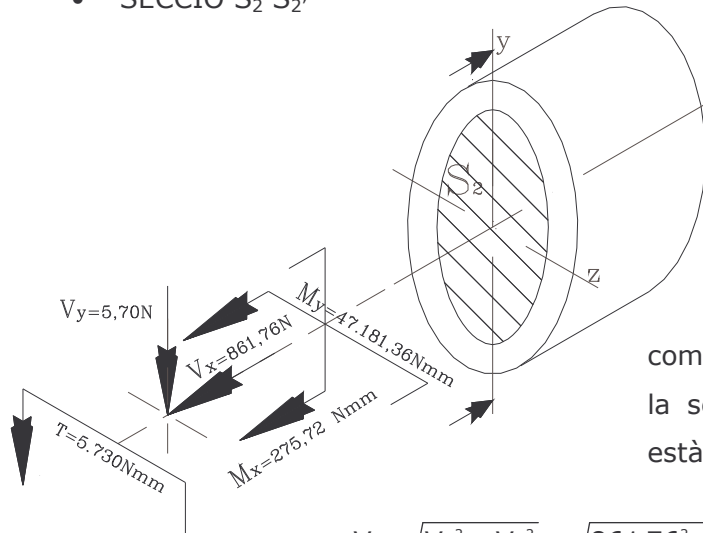
$$\frac{1}{\eta} = \frac{16}{\pi \cdot \phi^3} \cdot \sqrt{\left(\frac{M_a}{S_{se}}\right)^2 + \left(\frac{T_m}{S_{su}}\right)^2} = \frac{16}{\pi \cdot 25^3} \cdot \sqrt{\left(\frac{54076,39}{222,77}\right)^2 + \left(\frac{5730}{871}\right)^2} = 0,079 \quad \eta = \frac{1}{0,079} = 12,63$$

$$\boxed{\eta > 1}$$

NO TRENCA

(Eq. 28)

- SECCIÓ S_2 S_2'



$$V_x = 861,76 \text{ N}$$

$$V_y = 5,70 \text{ N}$$

$$M_x = 275,72 \text{ Nmm}$$

$$M_y = 47.181,36 \text{ Nmm}$$

$$T = 5.730,00 \text{ Nmm}$$

Amb aquestes dades es comprova, igual que en el cas anterior, si la secció aguanta en realitzar el càlcul a estàtica i a fatiga.

$$V = \sqrt{V_x^2 + V_y^2} = \sqrt{861,76^2 + 5,70^2} = 861,78 \text{ N} \quad (\text{Eq. 25})$$

Figura 31.- Secció S_2

$$M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{275,72^2 + 47.181,36^2} = 47.182,16 \text{ Nmm} \quad (\text{Eq. 26})$$

Càlcul a estàtica:

$$\sigma = \frac{16}{\pi \cdot \phi^3} \cdot \sqrt{4M^2 + 3T^2} = \frac{16}{\pi \cdot 20^3} \cdot \sqrt{4 \cdot 47182,16^2 + 3 \cdot 5730^2} = 60,41 \text{ MPa}$$

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{950}{60,41} = 15,73 \text{ MPa} \quad \boxed{\eta > 1} \text{ NO TRENCA} \quad (\text{Eq. 27})$$

L'eix aguanta sense problemes a estàtica en la secció on hi ha perill de concentració d'esforços.

Càlcul a fatiga:

$$S_e = S_e' \cdot k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e$$

$$S_e' = 0,5 \cdot 1300 = 650 \text{ MPa}$$

$$K_a = 4,51 \cdot 1300^{-0,265} = 0,6745$$

$$K_b (\phi = 20 \text{ mm}) = (20/7,62)^{-0,107} = 0,902$$

$$K_c (M) = 1$$

$$K_d (T \leq 250 \text{ }^\circ\text{C}) = 1$$

$$K_e = 1$$

$$Se = Se' \cdot Ka \cdot Kb \cdot Kc \cdot Kd \cdot Ke = 650 \cdot 0,6745 \cdot 0,902 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 395,46 \text{ MPa}$$

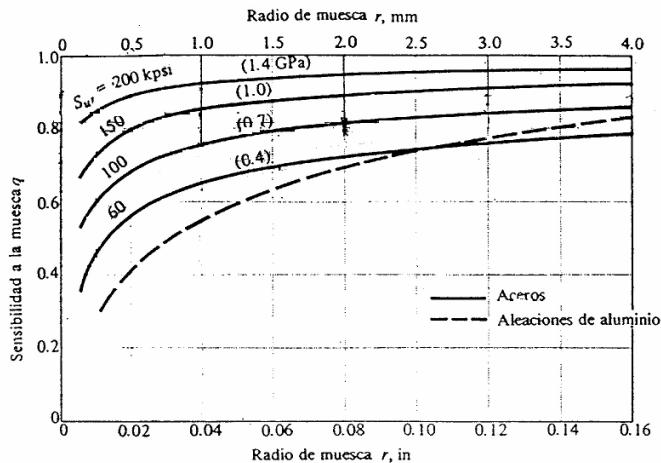
$$Ssu = 0,670 \cdot 1300 = 871 \text{ MPa}$$

$$Sse = 0,577 \cdot 395,46 = 228,18 \text{ MPa}$$

Com que existeix concentració de tensions en aquest punt s'ha de buscar K_f

$$K_f = 1 + q \cdot (K_t - 1)$$

(Eq. 30)



Diagrames de sensibilitat a la mostra per a acers i aliatges d'alumini forjat UNS A92024-T sotmesos a càrregues de flexió i càrregues axials ambdues amb inversió. Per a radis de mostres superiors, s'utilitzen tres valors de q corresponents a $r = 0,16$ in (4 mm)

Taula 29.- Valors de q en $f(D, d, r)$

$$D/d = 25/20 = 1,2$$

$$r/d = 1/20 = 0,05$$

$$Sut = 1.300 \text{ MPa}$$

Sensibilitat q (segons taula 29) $q \approx 0,9$

Factor de concentració d'esforços k_t (segons taula 30) $k_t \approx 2$

$$K_f = 1 + q \cdot (K_t - 1) = 1 + 0,9 \cdot (2 - 1) = 1,9$$

(Eq. 30)

$$\frac{1}{\eta} = \frac{16}{\pi \cdot \phi^3} \cdot \sqrt{\left(\frac{M_a}{S_{se}} \cdot K_f\right)^2 + \left(\frac{T_m}{S_{su}}\right)^2} = \frac{16}{\pi \cdot 20^3} \cdot \sqrt{\left(\frac{47182,16}{228,18} \cdot 1,9\right)^2 + \left(\frac{5730}{871}\right)^2} = 0,25$$

$$\eta = \frac{1}{0,25} = 4,00$$

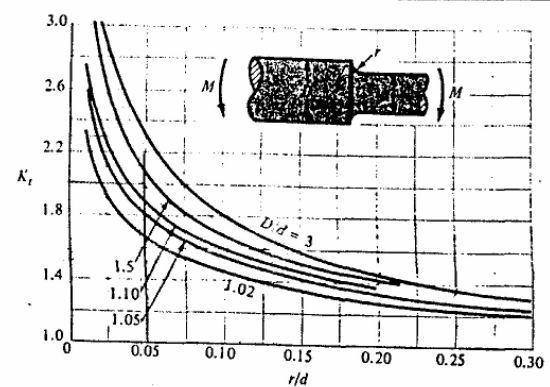
$$\eta > 1$$

NO TRENCA

(Eq. 28)

L'eix aguanta totes les sol·licitacions a les quals està sotmès.

Diagramas de factores de concentración de esfuerzo teórico K_t (Cont.)



Taula 30.- Valors de K_t en $f(D, d, r)$

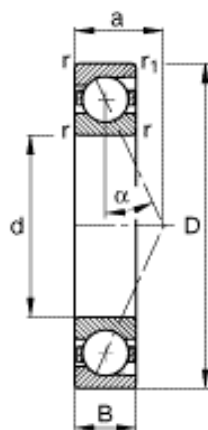
A.7. Estudi dels rodaments.

Els rodaments utilitzats inicialment eren rodaments rígids de boles, però amb el temps el client es va adonar que provocaven avaries, vibracions i finalment trencaven. Per aquest motiu, en realitzar el nou disseny, una de les primeres coses que es té en compte és canviar el tipus de rodaments i escullen uns rodaments que són aplicació especial dels rodaments de contacte angular d'una sola filera de boles i es distingeixen d'aquest grup degut a les seves toleràncies i l'execució de la gàbia; Exigeixen una major precisió del muntatge guiat i responen amb bona aptitud al treballar a màximes velocitats de gir.

Dades:

Taula 17.- Dimensions Rodament

B7005E.2RSD.T.P4S.UL



d	25 mm
D	47 mm
B	12 mm

$V_{\text{límit}} = 28.000 \text{ rpm}$

$C_0 = 8.650 \text{ N}$

$C = 13.700 \text{ N}$

Figura 32.- Estudi de rodaments

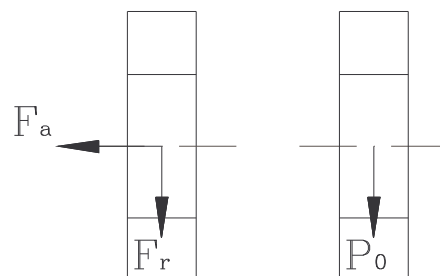


Figura 17.- Rodament B7005E.2RSD.T.P4S.UL.

Condicions de càlcul:

$P_0 = f(F_r, F_a) \quad P_0 = F_{r0} \text{ (si no hi ha component axial)}$

$P_0 = X_0 \cdot F_{r0} + Y_0 \cdot F_{a0}$

$P_0 < C_0 \text{ (per aguantar on } C_0 = \text{coeficient estàtic)}$

A.7.1. RODAMENT A

$$P = F_r = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} = \sqrt{1.437,03^2 + 6,37^2} = 1.437,044 \text{ N} \quad (\text{Eq. 34})$$

$$\text{Temps de vida } L_A = \left(\frac{C}{P}\right)^a = \left(\frac{13.700}{1.437,04}\right)^3 = 866,47 \times 10^6 \text{ rev} \quad (\text{Eq. 35})$$

$a = 3$ rodaments de boles.

$a = 3,33$ rodaments lineals de rodets.

$$\text{Hores} = \frac{L}{18.000} \cdot \frac{1}{60} = \frac{866,47 \times 10^6}{18.000} \cdot \frac{1}{60} = 802,29 \text{ h} \quad (\text{Eq. 36})$$

El rodament A tindrà un temps esperat de vida de 802,29 h

A.7.2. RODAMENT B

$$P = F_r = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} = \sqrt{575,27^2 + 22,03^2} = 575,49 \text{ N} \quad (\text{Eq. 34})$$

$$\text{Temps de vida } L_B = \left(\frac{C}{P}\right)^a = \left(\frac{13.700}{575,49}\right)^3 = 13.491,13 \times 10^6 \text{ rev} \quad (\text{Eq. 35})$$

a= 3 rodaments de boles.

a= 3,33 rodaments lineals de rodets.

$$\text{Hores} = \frac{L}{18.000} \cdot \frac{1}{60} = \frac{13.491,13 \times 10^6}{18.000} \cdot \frac{1}{60} = 12.491,79 \text{ h} \quad (\text{Eq. 36})$$

A.7.3. RESULTATS OBTINGUTS

El rodament B tindrà un temps esperat de vida de 12.491,79 h, contra el temps de vida de 802,29 h del rodament A.

Per tant, en cas d'avaría, cedirà o es trencarà abans el rodament A que el B.

Tanmateix, en l'apartat B.1. de l'Annex B que inclou aquest document, es realitza l'estudi alternatiu d'utilitzar un altra tipus de rodaments, tot hi que els actuals funcionen perfectament, però aquests últims ampliarien el temps de vida i això significaria un menor manteniment i canvi de les peces del conjunt.

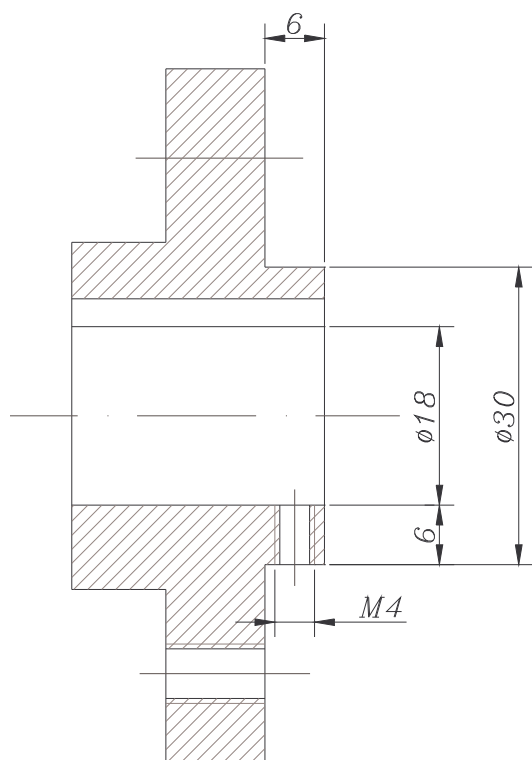
A.8. Mètode de parada d'emergència.

No entraria dins aquest estudi el funcionament de parada del conjunt, però no està de més fer-ne una breu descripció.

A primer cop d'ull, una bona solució seria la utilització d'un limitador de parell com a dispositiu de seguretat contra possibles sobrecàrregues mecàniques i/o elèctriques, però en aprofundir una mica més es pot observar que per a un mecanisme tant lleuger no caldria. Possiblement amb un cargol de material poc resistent col·locat en el porta disc sense collar massa n'hi hauria prou per a realitzar una parada d'emergència en el cas que fos necessari.

Com s'observa en el plànol del porta disc en la Figura 33, és la peça en el interior de la qual es munta el plat de ganivetes, per tant, s'hi hauria d'allotjar el mecanisme de frenada format simplement per un cargol presoner collat al mateix porta disc.

El presoner no serà res més que una barra roscada amb ranura de nylon amb mides comercials M4x7 mm i DIN 551.



Dades Cargol presoner:		
	Peça	Comercial
	Material	Nylon
Mides	Diàmetre	M4 mm
	Longitud	7 mm
	Norma	DIN 551

Taula 31.- Valors del presoner

Figura 33.- Porta disc

ANNEX B: CÀLCULS SOLUCIONS ALTERNATIVES

ANNEX B: SOLUCIONS ALTERNATIVES

B.1. Selecció de rodaments alternatius.

En aquest apartat s’aporta una solució alternativa a la selecció dels rodaments, B7005E.2RS.T.P4S.UL que es calculen en l’Annex A, apartat A.6 de la pàg. 60.

En calcular el rodament A el resultat del temps de vida és de 802 h aproximadament, força ajustat per a un mecanisme que treballa a tanta velocitat. Per tant, tot hi que aquest tipus de rodaments funcionaria sense cap problema, sobretot el rodament B que te un temps esperat de vida de 12.492 h, una possibilitat seria canviar-los per un altra tipus.

El model més idoni seria el de rodament de rodets cilíndrics d’una filera NU1005, els quals faciliten el muntatge i desmuntatge en el conjunt degut a la possible separació de les seves peces i perquè els seus anells es poden muntar amb un ajust fix.

Per a evitar tensions en els cantells, els rodets i camins de rodada tenen un contacte lineal modificat.

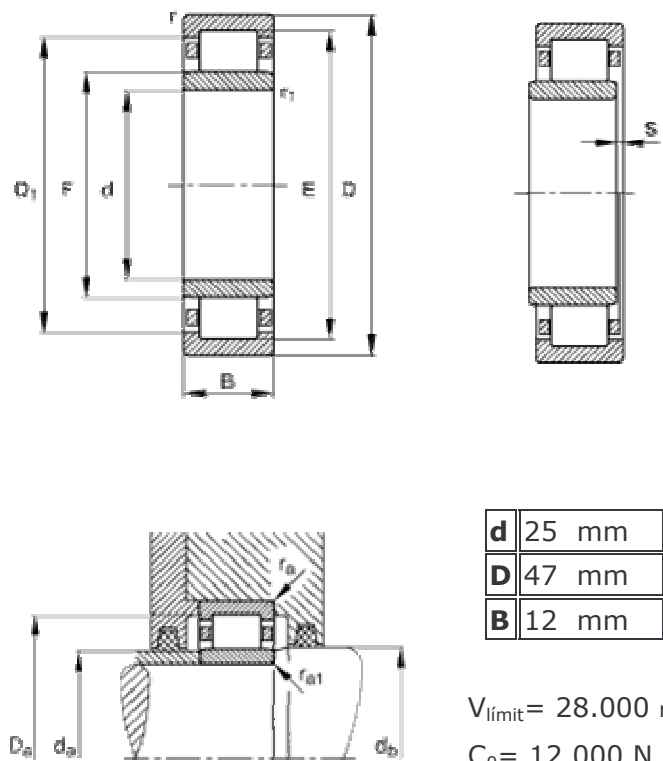


Figura 34.- Rodament NU1005

Taula 32.- Dimensions Rodaments NU1005

D₁	39,3 mm	
D_{a max}	44 mm	
d_{a max}	30 mm	
d_{a min}	27 mm	
d_{b min}	32 mm	
E	41,5 mm	
F	30,5 mm	
r_{1 min}	0,3 mm	
r_{a max}	0,6 mm	
r_{a1 max}	0,3 mm	
r_{min}	0,6 mm	
s	2,4 mm	Desplaçament axial des de la posició central
m	0,092 kg	Pes
C_r	16700 N	Capacitat de càrrega dinàmica, radial
C_{0r}	12900 N	Capacitat de càrrega estàtica, radial
n_G	28000 1/min	Velocitat límit
n_B	13100 1/min	Velocitat de referència
C_{ur}	1520 N	Càrrega límit de fatiga, radial

Condicions de càlcul:

$$P_0 = f(F_r, F_a) \quad P_0 = F_{r0} \text{ (si no hi ha component axial)}$$

$$P_0 = X_0 \cdot F_{r0} + Y_0 \cdot F_{a0}$$

$$P_0 < C_0 \text{ (per aguantar on } C_0 = \text{coeficient estàtic)}$$

B.1.1 RODAMENT A

$$P = F_r = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} = \sqrt{1.437,03^2 + 6,37^2} = 1.437,044 \text{ N (Eq. 30)}$$

$$\text{Temps de vida } L_A = \left(\frac{C}{P}\right)^a = \left(\frac{13.400}{1.437,04}\right)^{3,33} = 1.693,90 \times 10^6 \text{ rev (Eq. 30)}$$

$a = 3$ rodaments de boles.

$a = 3,33$ rodaments lineals de rodets.

$$\text{Hores} = \frac{L}{18.000} \cdot \frac{1}{60} = \frac{1.693,90 \times 10^6}{18.000} \cdot \frac{1}{60} = 1.568,43 \text{ h (Eq. 30)}$$

El rodament A tindrà un temps esperat de vida de 1.568,43 h, pràcticament el doble de vida que amb els rodaments B7005E.2RS.T.P4S.UL.

B.1.2 RODAMENT B

$$P = F_r = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} = \sqrt{575,27^2 + 22,03^2} = 575,49 \text{ N (Eq. 34)}$$

$$\text{Temps de vida } L_B = \left(\frac{C}{P}\right)^a = \left(\frac{13.400}{575,49}\right)^{3,33} = 35.672,47 \times 10^6 \text{ rev (Eq. 35)}$$

$a = 3$ rodaments de boles.

$a = 3,33$ rodaments lineals de rodets.

$$\text{Hores} = \frac{L}{18.000} \cdot \frac{1}{60} = \frac{35.672,47 \times 10^6}{18.000} \cdot \frac{1}{60} = 33.030,06 \text{ h (Eq. 36)}$$

El rodament B tindrà un temps esperat de vida de 33.030,06 h. Encara bastant més elevat que en el cas anterior estudiat.

En els rodaments de rodets cilíndrics d'una filera NU1005, la capacitat de càrrega estàtica es bastant més elevada que la dels rodaments de contacte angular d'aplicació especials B7005E.2RS.T.P4S.UL.

B.2. Selecció de limitador de parell.

Una alternativa al cargol presoner com a parada d'emergència seria la utilització d'un limitador de parell per a la protecció contra anomalies de funcionament i sobrecàrregues per a evitar malmetre la màquina i provocar possibles pèrdues posteriors de la producció final.

Els limitadors de parell són dispositius que serveixen tant per a protegir moviments mecànics com les parts mecàniques de màquines subjectes a sobrecàrregues de qualsevol mena. El seu funcionament es basa en provocar un embragatge immediat baixant el parell aplicat a la transmissió quan aquest excedeix del límit proposat. Posteriorment, el limitador torna automàticament al seu estat inicial.

El seu temps de vida és força llarg i el seu preu sol ser força assequible.

El muntatge del limitador de parell tant es pot realitzar en l'eix motor com en l'eix de transmissió i per tal de seleccionar quin model és el més idoni per al conjunt estudiat cal trobar el parell màxim requerit al qual pot arribar el limitador.

Taula 33.- Dades necessàries per a la selecció limitador de parell

Dades motor		Dades eix		Dades politges	
DN _{eix m}	38 mm	DN _{eix mig}	25 mm	DN _{politja m}	280 mm
L _{eix m}	80 mm	L _{eix}	270 mm	DN _{politja eix}	45 mm
η _M	2.958 rpm	η _e	18.000 rpm	L _{politja m}	45 mm
M _M	35,51 Nm	M _e	5,73 Nm	L _{politja eix}	41,50 mm
ω _M	309,76 s ⁻¹	ω _e	1.920,52 s ⁻¹	I _{politja m}	≈0,00402 kgm ²
I _M	≈0,018 kgm ²	I _e	≈0,00479 kgm ²	I _{politja eix}	≈0,000121 kgm ²

$$M_{\text{req}} = 1,05 \cdot M_2 \quad \text{on} \quad M_2 = M_1 \cdot \frac{\eta_{\text{motor}}}{\eta_{\text{eix}}} = 35,51 \cdot \frac{2958}{18000} = 5,83 \text{ Nm}$$

$$M_{\text{req}} = 1,05 \cdot 5,83 = 8,75 \text{ Nm}$$

Segons el catàleg tècnic amb un limitador de parell del tipus - 490.510.0 - Standard i sincrònic amb un rang de parell mitjà requerit $M_G = (5 \div 12,5)$ Nm amb el qual n'hi haurà prou per a complir les expectatives desitjades.

Un cop es realitza la preselecció del limitador, mitjançant diferents càlculs en els que hi intervenen els moments d'inèrcia del motor, eix, politges i conjunt, es pot demostrar si el limitador inicialment seleccionat és el correcte.

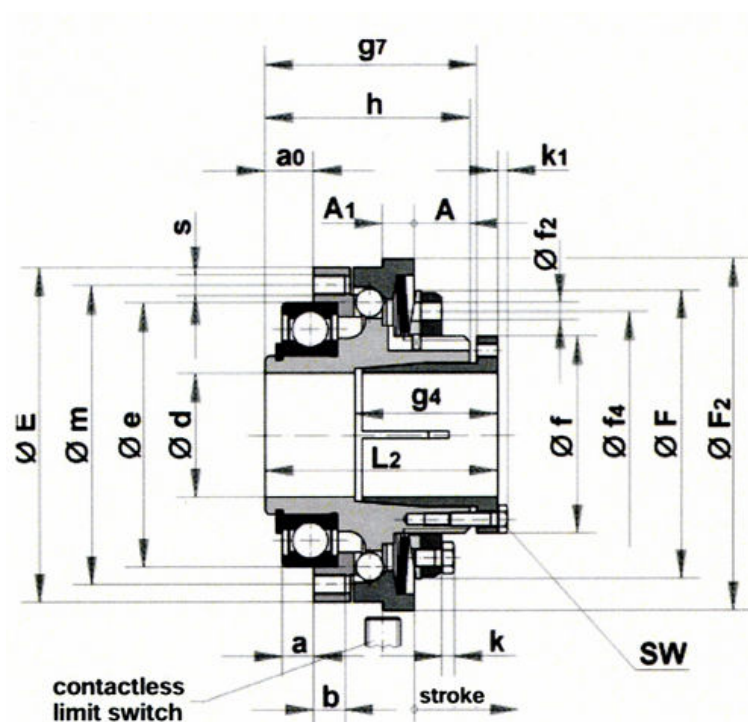


Figura 35.- Limitador de parell

$$I_N = 0,000211 \text{ Kg}\cdot\text{m}^2$$

$$I_D = 0,000093 \text{ Kg}\cdot\text{m}^2$$

$$M_G = (5 \div 12,5) \text{ Nm}$$

$$P = 0,68 \text{ kg}$$

$$\eta_{\text{màxima}} = 4.000 \text{ rpm}$$

Taula 34.- Limitador de parell

Technical data

1) Size	Limiting torques for overload M_G ¹⁾			Max. speed n_{max} rpm	Stroke of the thrust washer in the event of an overload mm	Mass moment of inertias I		Weight kg	Clamping bolts and tightening torques for Ø d	
	Type 490.51_0 Nm	Type 490.61_0 Nm	Type 490.71_0 Nm			Hub side kgm ²	Pressure flange side kgm ²		mm	Nm
01	5 - 12,5	10 - 25	20 - 50	4000	1,2	0,000211	0,000093	0,68	6 x M4	4
0	10 - 25	20 - 50	40 - 100	3000	1,5	0,000531	0,000234	1,14	6 x M4	4
1	20 - 50	40 - 100	80 - 200	2500	1,8	0,001388	0,000643	1,98	8 x M4	4
2	40 - 100	80 - 200	160 - 400	2000	2,0	0,002846	0,001306	2,88	8 x M5	8
3	80 - 175	160 - 350	320 - 700	1200	2,2	0,006858	0,002649	4,59	8 x M6	12

Dimensions

Size	Bore d ^{2) 4)} from - to mm	Min. shaft length		A	A ₁	a ⁶⁾	a ₀	b	E	e _{h5} ⁷⁾	F
		g ₄ mm	g ₇ mm								
01	10 - 20	34	42	12	7	5	8	6	65	47	61,5
0	15 - 25	39	51	13,5	8	7	11	7	80	62	67
1	22 - 35	42	62	16	9	9	14	9	95	75	82
2	32 - 45	48	67	17	10	10	16	10	110	90	97
3	35 - 55	53	78	20,5	12	10	18	12	130	100	117

Size	F ₂	f	f ₂	f ₄	h	k	k ₁	L ₂ ³⁾	m	s	SW
01	70	38	5	50	40	2,8	2,8	47	56	8 x M4	7
0	85	44	5	55	48	2,8	2,8	56	71	8 x M5	7
1	100	56	5	70	59	3,5	2,8	67	85	8 x M6	7
2	115	70	6	84	64	4	3,5	73	100	8 x M6 ⁵⁾	8
3	135	84	7	100	75	4	4	86	116	8 x M8 ⁵⁾	10

ANNEX C: SEGURETAT I SALUT

ANNEX C: SEGURETAT I SALUT

C.1. Breu descripció sobre la seguretat i salut dels treballadors

No és l'objectiu principal d'aquest document descriure les normes de seguretat que cal prendre per a treballar amb maquinària, ja que aquestes les haurà de tenir en compte el client un cop realitzi, el muntatge del nou conjunt dissenyat, a la resta de la màquina.

Tot hi això, en aquest Annex C s'exposen breument, per a què es tingui en compte i segons el REIAL DECRET 1215/1997, de 18 de juliol, els motius per a complir les disposicions mínimes de seguretat i salut per a la utilització per part dels treballadors, dels equips de treball necessaris.

Exposició de motius

La llei 31/1995, de 8 de novembre, de Prevenció de Riscos Laborals determina el cos bàsic de garanties i responsabilitats precises per a establir un adequat nivell de protecció de la salut dels treballadors davant els riscos derivats de les condicions de treball, en el marc d'una política coherent, coordinada i eficaç. Segons l'article 6 de la mateixa, seran les normes reglamentàries les que aniran fixant i concretant els aspectes més tècnics de les mesures preventives.

Així, són les normes de desenvolupament reglamentari les que han de fixar les mesures mínimes que han d'adoptar-se per a l'adequada protecció dels treballadors. Entre elles es troben les destinades a garantir que, de la presència o utilització dels equips de treball a disposició dels treballadors a l'empresa o centre de treball, no se'n derivin riscos per a la seguretat o salut dels mateixos.

Igualment, el Conveni número 119 de l'Organització Internacional del Treball, de 25 de juny de 1963, ratificat per Espanya el 26 de novembre de 1971, estableix diverses disposicions, relatives a la protecció de la maquinària, orientades a evitar riscos per a la integritat física dels treballadors.

També el Conveni número 155 de la Organització Internacional del treball, de 22 de juny de 1981, ratificat per Espanya el 26 de juliol de 1985, estableix en els seus articles 5, 11, 12 i 16 diverses disposicions relatives a maquinària i demás equipaments de treball a fi de prevenir els riscos d'accidents i altres danys per a la salut dels treballadors.

En el mateix sentit, s'ha de tenir en compte que, en l'àmbit de la Unió Europea s'han fixat, mitjançant les corresponents Directives, criteris de caràcter general sobre les accions en matèria de seguretat i salut en els centres de treball, així com criteris específics referits a mesures de protecció contra accidents i situacions de risc. Concretament, la Directiva 89/655/CEE, de 30 de novembre de 1989, modificada per la Directiva 95/63/CE, de 5 de desembre de 1995, estableix les disposicions mínimes de seguretat i salut per a la utilització pels treballadors en el treball, dels equips de treball. Mitjançant el present Real Decret es procedeix a la transposició al Dret espanyol de les Directives abans anomenades.

En la seva virtut, de conformitat amb l'article 6 de la Llei 31/1995, de 8 de novembre, de Prevenció de Riscos Laborals, proposada pels Ministres de Treball i Assumptes Socials i d'Indústria i Energia, consultades les organitzacions empresarials i sindicals més representatives, escoltada la Comissió Nacional de Seguretat i Salut en el Treball, d'acord amb el Consell d'Estat i prèvia deliberació del Consell de Ministres.

C.2. Requisits Generals de seguretat en màquines

Segons el Reial Decret 1215/1997 abans esmentat, s'exposa en aquest apartat, l'Annex I – Aparat I: Disposicions mínimes aplicables als equips de treball i que, només s'hauran de tenir en compte si l'equip de treball dona lloc al tipus de risc per al qual s'especifica la mesura correctora.

Aquestes disposicions es troben reflectides en la taula de la pàgina següent d'aquest mateix apartat C.2. de l'Annex C.

REQUISITS GENERALS. RD 1215/1997 ANNEX I – Apartat I		SI Compleix	NO Compleix	NO Aplica	OBSERVACIONS	Normes de consulta
1. Òrgans d'Accionament						
1.1.	Són clarament visibles?					
1.2.	Són clarament identificables?					
1.3.	Indicats amb senyalització adequada?					
1.4.	No comporta riscos per manipulació involuntària?					
1.5.	Estan situats fora de la zona de perill?					
1.6.	Des del lloc de control es veu l'absència de persones en zones perilloses? En cas de resposta negativa; Disposa de senyal acústica o visual prèvia a la de la posta en marxa?					
1.7.	En cas de ser necessari que els òrgans d'accionament estiguin en zona perillosa; la seva manipulació no ocasiona riscos addicionals?					
2. Posta en marxa						
2.1.	La posta en marxa únicament es pot realitzar mitjançant l'accionament de l'òrgan previst a l'efecte?					
2.2.	El personal té mitjans i temps per a eludir el risc provocat per una posta en marxa o una parada?					
2.3.	La fallida o pertorbació del sistema de control pot conduir a situacions perilloses?					
2.4.	Després d'una parada, la posta en marxa únicament es produirà després de l'accionament de l'òrgan previst a l'efecte?					
2.5.	Presenta riscos la modificació d'alguna de les condicions de funcionament?					
2.6.	En cas contrari, s'ha de parar l'equip o accionar únicament l'òrgan previst a l'efecte?					
3. Parada						
3.1.	Disposa d'un òrgan d'accionament que permet la seva parada en condicions de seguretat?					
3.2.	L'ordre de parada té prioritat sobre les de posta en marxa?					
3.3.	Cada lloc de treball, té un òrgan d'accionament que permet parar total o parcialment l'equip de treball de forma que quedi en situació de seguretat?					
3.4.	Una vegada parat l'equip, s'interromp el subministrament d'energia dels òrgans d'accionament?					
3.5.	Si la parada normal és lenta, existeix un dispositiu de parada d'emergència?					

REQUISITS GENERALS. RD 1215/1997 ANNEX I – Apartat I		SI Compleix	NO Compleix	NO Aplica	OBSERVACIONS	Normes de consulta
4. Dispositius de Protecció						
4.1.	S'hi inclouen dispositius de protecció contra caiguda d'objectes?					
4.2.	S'hi inclouen dispositius de protecció contra projeccions?					
5. Dispositius de Captació o Extracció						
5.1.	Si hi ha emanacions de gasos o vapors, existeix un dispositiu de captació prop de la font emissora?					
5.2.	Si hi ha emanacions de líquids, existeix un dispositiu de captació prop de la font emissora?					
5.3.	Si hi ha emanacions de pols, existeix un dispositiu de captació prop de la font emissora?					
6. Estabilitat de l'equip						
6.1.	Hi ha perill de caiguda de l'equip o d'algun dels seus elements?					
6.2.	Hi ha perill de bolcat de l'equip?					
6.3.	Hi ha perill de desplaçament de l'equip?					
6.4.	Estan els elements de l'equip correctament fixats?					
6.5.	Està l'equip correctament collat?					
7. Treballs en alçada sobre equips						
7.1.	Si el treballador ha de situar-se sobre l'equip, es disposa de medis adequats per a ell?					
7.2.	Si el treballador ha de situar-se sobre l'equip, es disposa de medis adequats per a romandre sobre l'equip?					
7.3.	Si hi ha risc de caiguda de més de 2 m, disposa de baranes rígides de 90 cm d'alçada o altra sistema equivalent?					
8. Ruptura d'elements						
8.1.	Disposa de mitjans de protecció adequats?					

REQUISITS GENERALS. RD 1215/1997 ANNEX I – Apartat I		SI Compleix	NO Compleix	NO Aplica	OBSERVACIONS	Normes de consulta
9. Riscos per contacte mecànic amb elements mòbils						
9.1. Existeixen dispositius que impedeixen l'accés a zones perilloses o elements mòbils?						
9.2. Els dispositius detenen les maniobres perilloses abans de l'accés o dites zones?						
9.3. Els dispositius són de fabricació sòlida i resistent?						
9.4. Els dispositius, No ocasionen riscos suplementaris?						
9.5. Impossibilitat d'anul·lar o posar fora de servei fàcilment els dispositius?						
9.6. Els dispositius estan situats a suficient distància de la zona perillosa?						
9.7. Limiten els dispositius el mínim imprescindible la observació del cicle de treball?						
9.8. Permeten els dispositius intervencions indispensables de canvi d'eines i manteniment?						
10. Il·luminació						
10.1. Disposa d'il·luminació adequada per al treball a realitzar així com el manteniment?						
11. Parts de l'equip de treball amb temperatures elevades o baixes						
11.1. Aquestes parts es troben protegides contra riscos de contacte amb els treballadors?						
12. Dispositius d'alarma						
12.1. Dits dispositius són perceptibles i comprensibles sense ambigüitat?						
13. Dispositius de separació de fonts d'energia						
13.1. Disposen de dispositius clarament identificables que permeten desconectar o separar-los de la font d'energia elèctrica?						
13.2. Disposen de dispositius clarament identificables que permeten desconectar o separar-los de la font d'energia hidràulica?						
13.3. Disposen de dispositius clarament identificables que permeten desconectar o separar-los de la font d'energia pneumàtica?						
13.4. Disposen de dispositius clarament identificables que permeten desconectar o separar-los de la font d'energia tèrmica?						

REQUISITS GENERALS. RD 1215/1997 ANNEX I – Apartat I		SI Compleix	NO Compleix	NO Aplica	OBSERVACIONS	Normes de consulta
14. Senyalització						
14.1.	Estan correctament senyalitzats els riscos de l'equip?					
14.2.	Estan correctament senyalitzats els equips de protecció individual a utilitzar per a reduir risc?					
14.3.	Estan correctament senyalitzades les condicions límit d'utilització de l'equip?					
15. Equip de treball a utilitzar en condicions ambientals agressives						
15.1.	Es troba acondicionat per al treball en dits ambients?					
16. Incendis i explosions						
16.1.	Es adequat per a prevenir els riscos d'incendis provocats tant per ell mateix com per les substàncies emmagatzemades, produïdes o utilitzades?					
16.2.	Es adequat per a prevenir els riscos d'explosió provocats tant per ell mateix com per les substàncies emmagatzemades, produïdes o utilitzades?					
17. Riscos elèctrics						
17.1.	L'equip de treball està protegit per a prevenir el risc de contacte elèctric directe?					
17.2.	L'equip de treball està protegit per a prevenir el risc de contacte elèctric indirecte?					
17.3.	Les parts elèctriques compleixen la normativa específica corresponent?					
18. Sorolls, vibracions i radiacions						
18.1.	Disposa de mitjans per a limitar la generació i propagació de soroll?					
18.2.	Disposa de mitjans per a limitar la generació i propagació de vibracions?					
18.3.	Disposa de mitjans per a limitar la generació i propagació de radiacions?					
19. Líquids corrosius o a elevada temperatura						
19.1.	Els equips de treball que operen amb aquestes substàncies, disposen de proteccions adequades per a evitar el contacte accidental amb els mateixos?					

REQUISITS GENERALS. RD 1215/1997 ANNEX I – Apartat I		SI Compleix	NO Compleix	NO Aplica	OBSERVACIONS	Normes de consulta
20. Eines manuals						
20.1. Està construïda amb elements resistents?						
20.2. La unió entre els seus elements es ferm?						
20.3. Els mànecs són de dimensions adequades?						
20.4. Consta de cantons aguts?						
20.5. Consta de superfícies lliscants?						
20.6. En cas necessari, tenen superfícies aïllants?						

C.3. Condicions Generals d'utilització

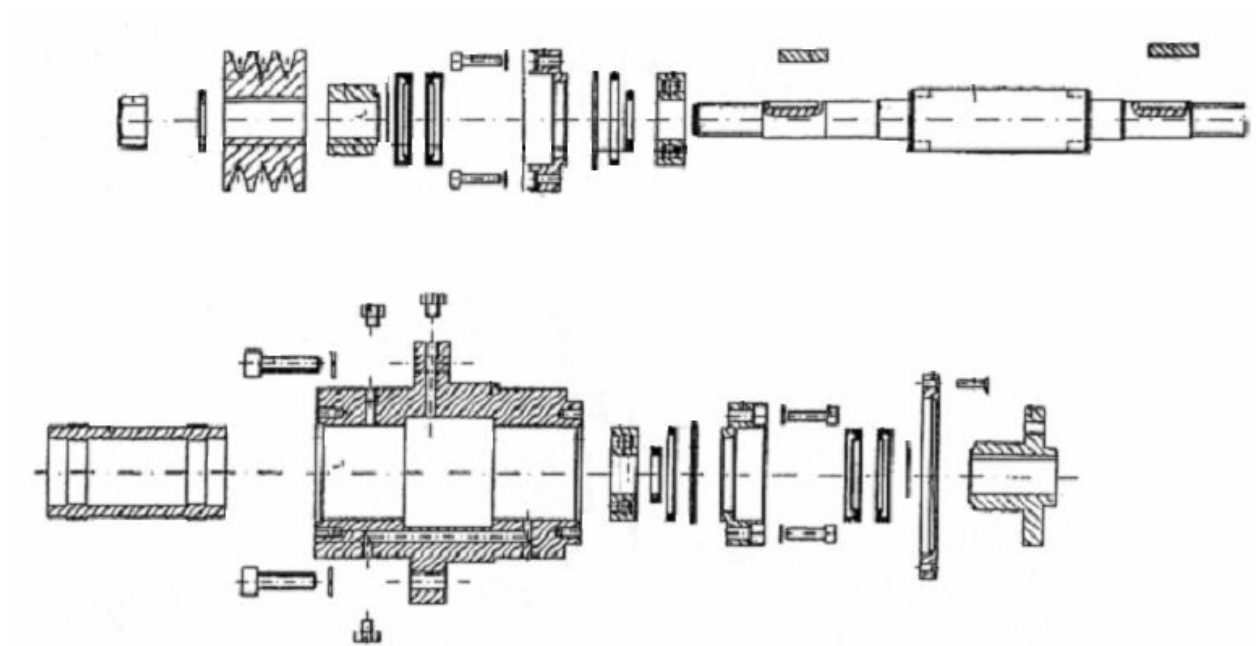
Segons el Reial Decret 1215/1997 abans esmentat, s'exposa en aquest apartat, l'Annex II – Aparat I: Condicions Generals d'utilització que s'hauran de tenir en compte si l'equip de treball dona lloc al tipus de risc per al qual s'especifica la mesura correctora.

Aquestes disposicions es troben reflectides en la taula de la pàgina següent d'aquest mateix apartat C.3. de l'Annex C.

REQUISITS GENERALS. RD 1215/1997 ANNEX I – Apartat I	SI Compleix	NO Compleix	NO Aplica	OBSERVACIONS	Normes de consulta
1.1. Existeix espai lliure entre elements mòbils i els del seu entorn?					
1.2. Es poden subministrar o retirar de manera segura les energies?					
1.3. Es poden subministrar o retirar fàcilment les substàncies utilitzades o produïdes?					
2.1. Es poden utilitzar, ajustar o mantenir de forma segura?					
3.1. S'utilitza de forma contraindicada pel fabricant?					
3.2. S'utilitzen els elements de protecció?					
4.1. Es comproven les seves proteccions i condicions d'ús abans d'utilitzar-lo?					
5.1. S'utilitzen les proteccions individuals apropiades?					
6.1. Davant la neteja o retirada de residus, es realitza amb mitjans auxiliars adequats?					
6.2. Garanteix una distància de seguretat suficient?					
7.1. S'utilitza de forma que es puguin caure, bolcar o desplaçar-se?					
8.1. Es sotmet a sobrecàrregues, sobrepressions o velocitats o tensions excessives?					
9.1. S'adopten les mesures adequades en cas de produir projeccions o radiacions perilloses?					
10.1. En equips guiats manualment, s'utilitzen amb precaució, respectant una distància segura?					
10.2. Es disposa d'adequades condicions de control i visibilitat?					
11.1. S'utilitzen equips en ambients especials?					
12.1. Estan protegits contra llamps?					
13.1. Es realitza el muntatge i desmuntatge d'acord a les instruccions, o de manera segura?					
14.1. Es para/desconnecta l'equip per a operacions de manteniment, ajust, desbloqueig, revisions?					
14.2. S'evita la seva posta en marxa o connexió accidental?					
14.3. Si la parada o desconexió no és possible, s'adopten les mesures adequades?					
15.1. Es realitza manteniment periòdic? Es registra?					
16.1. Existeixen equips fora de servei?					
17.1. Les eines manuals, són de característiques i mides adequats a les operacions a realitzar?					

ANNEX D: FOTOGRAFIES PECES DEL CONJUNT

D.1. CONJUNT EXISTENT MO3



D.2. POLITJA POLY-V DN45-J



D.3. TAPETA EXTERIOR



D.4. DISC



D.5. PORTA DISC



D.6. CONJUNT MUNTAT MO18

