

A.1. Resum

El present annex conté els càlculs necessaris per tal de dimensionar tots els elements de compra i les peces de fabricació més crítiques, necessàries per construir la gamma de dosificadors de 25 i 50 cc de capacitat.

Primerament es durà a terme el càlcul de les relacions de transmissió necessàries en els elements de la cadena cinemàtica del dosificador per tal de garantir la precisió requerida en l'aplicació.

Posteriorment es calcularan quines son les pèrdues de càrrega per una sèrie determinada d'instal·lacions i amb això es determinaran les pressions mínimes necessàries en l'aplicació.

Quan es coneguin les pressions d'aplicació teòriques, i les relacions de transmissió, es podran determinar tots els elements que formen la transmissió del dosificador en base als esforços generats per la pressió interna del cilindre.

Quan es coneguin tots els elements de la transmissió, es podrà dur a terme el càlcul del motor necessari per accionar-la i garantir les pressions d'aplicació teòriques.

Tots els càlculs numèrics realitzats en el present treball han estat efectuats preparant una pagina amb el programari Microsoft Excel. La pagina es pot trobar en el CD que acompanya el PFC amb el nom de Càlculs annex A.



A.2. Sumari

A.1. RESUM	1
A.2. SUMARI	2
A.3. GLOSSARI	3
A.4. RELACIONS DE TRANSMISSIÓ	12
A.5. PRESSIONS D'APLICACIÓ.	14
A.6. TRANSMISSIÓ	18
A.6.1. Selecció del vis sens fi	18
A.6.2. Vida vis sens fi	20
A.6.3. Càlcul dels rodaments de guiat del vis sens fi	22
A.6.4. Càlcul del reductor	26
A.6.5. Càlcul de la corretja	28
A.6.6. Càlcul del trinquet	29
A.7. CÀLCUL DEL MOTOR	31
A.8. CÀLCUL CINTES GUIA DE ÈMBOL	38
A.9. PECES DE FABRICACIÓ	40
A.9.1. Cilindre de material	40
A.9.1.1. Esforços deguts a la pressió interna	41
A.9.1.2. Parell reacció	43
A.9.1.3. Tensions equivalents	44
A.9.1.4. Càlcul dels cargols de subjecció	46
A.9.2. Espiga vis sens fi	49
A.9.2.1. Càlcul espiga SKF SRC15x5R	50
A.9.2.2. Càlcul espiga THOMSON ZG16x5R	55
A.10. REFERÈNCIES BIBLIOGRÀFIQUES	61



A.3. Glossari

P	Pressió que actua sobre la cara interna del èmbol del dosificador. (Pa).
cc	Centimetres cúbics.
ρ	Densitat del material d'aplicació. (kg/m^3).
Q	Cabal de material. (m^3/s).
A_{Boquilla}	Àrea de la boquilla d'aplicació. (m^2).
$A_{\text{Èmbol}}$	Àrea del èmbol del dosificador. (m^2).
h_L	Pèrdua de càrrega en el sistema. (mcf).(Metres columna de fluid).
g	Gravetat = $9.81 \text{ m}/\text{s}^2$.
$V_{\text{Èmbol}}$	Velocitat de èmbol d'aplicació. (m/s).
Re	Numero de Reynolds.
L_{Man}	Longitud de la mànega aigües avall del dosificador. (m).
ϕ_{Man}	Diàmetre de la mànega aigües avall del dosificador. (m).
A_{Man}	Àrea de la mànega aigües avall del dosificador. (m).
C_q	Coefficient de descarrega en la boquilla del capçal d'aplicació.
PFC	Projecte final de carrera.
C_{Req}	Capacitat de càrrega requerida en els elements rodants degut als esforços que hi actuen i a la vida desitjada. (N).
C_a	Capacitat de càrrega dinàmica dels elements rodants. (N).
F_{MI}	Força mitja de càlcul. (N).
$(L_{10})_{\text{Req}}$	Número de revolucions que cal garantir en el vis sens fi. (Mrev).
ϕ_{Ci}	Diàmetre del cilindre del dosificador. (m).



$n_{\text{Aplicació}}$	Revolucions per cycle d'aplicació dels diferents elements rodants que es troben coaxials a l'eix del vis sens fi. (rev.).
$n_{\text{Recàrrega}}$	Revolucions per cycle de recàrrega dels diferents elements rodants que es troben coaxials a l'eix del vis sens fi. (rev.).
n_{Cicle}	Revolucions totals del cycle de treball, sumant les revolucions d'aplicació i de recarrega. (rev.)
P_{Aplic}	Pressió d'aplicació.(bar).
P_{Rec}	Pressió de recarrega.(bar).
Γ_{Exc}	Parell causat per la possible excentricitat de la carrega que actua sobre la femella del vis sens fi.(Nm).
f_1	Fletxa en el rodament que fa d'antigir produïda per la flexió del eix del vis sens fi provocada per la possible força excèntrica aplicada sobre la femella del mateix. (m).
E	Mòdul d'elasticitat de l'acer. (210 GPa).
I_{NVSF}	Moment d'Inèrcia del cargol del vis sens fi. (kgm^2).
L_{VSF}	Longitud del vis sens fi. (m).
P_{Calcul}	Pressió de càlcul dels elements rodolants. (bar).
e	Excentricitat màxima de la força aplicada sobre el vis sens fi. Per la construcció del acoblament $e=0.001\text{m}$.
L_T	Longitud on l'eix del vis sens fi passa de treballar en voladís a treballar recolzat. (m)
R_I	Reacció radial sobre el rodament I. (N).
R_{II}	Reacció radial sobre el rodament II. (N).
R_{III}	Reacció normal que efectua el rodament que materialitza l'antigir de la femella del vis sens fi. (N).
a	Distància entre el centre de càrregues del rodament 2 i el pla on actua la força deguda a la corretja. (m).



b	Distància entre el centre de càrregues del rodament 1 i el pla on actua la força deguda a la corretja. (m).
L	Distància entre punts de càrrega dels rodaments 1 i 2. Es igual a la suma de a i b . (m).
F_C	Força radial deguda a la corretja. (N).
F_{Axial}	Força axial sobre els rodaments i el vis sens fi per una pressió interna del cilindre de material de 150 bar. (N).
R_{Pol2}	Radi politja conduïda. (m).
i_{Total}	Relació de transmissió entre el motor i l'èmbol. (rad/m).
i_{Red}	Relació de transmissió del reductor.
i_{Pol}	Relació de transmissió de les politges.
i_{VSF}	Relació de transmissió del vis sens fi. (rad/m).
I_{Red}	Inèrcia a la rotació del eix del reductor reduït a l'eix d'entrada. (kgm^2).
I_{Mot}	Inèrcia a la rotació del eix del motor. (kgm^2).
η_{VSF}	Rendiment del vis sens fi.
η_{Red}	Rendiment del reductor.
η_{Pol}	Rendiment de les politges.
η_{Total}	Rendiment total
P_I	Capacitat de càrrega equivalent per al rodament I. (N).
X_I	Factor de càlcul radial per al rodament 1.
Y_I, Y_{II}	Factors de càrrega axials per als rodaments 1 i 2 respectivament.
P_{Imax}	Pressió màxima admissible en l'èmbol del dosificador per garantir una vida mínima equivalent a dos anys de producció en els rodaments que materialitzen el guiat del vis sens fi. (bar).
F_{RL}	Força radial actuant sobre el rodament de guia del eix de sortida del reductor. (N).



C_1, C_2	Constants geomètriques proporcionades per el fabricant del reductor.
I_{Po1}	Inèrcia a la rotació de la politja conductora. (kgm^2).
I_{Po2}	Inèrcia a la rotació de la politja conduïda. (kgm^2).
ϵ''_1	Acceleració angular eix motor. (rad/s^2).
Γ_{Mot}	Parell motor (Nm).
$m_{\text{Èmbol}}$	Massa total en moviment. (kg).
$F_{\text{Èmbol}}$	Força actuant sobre l'èmbol del dosificador deguda a la pressió interna del cilindre de material. (N).
x	Acceleració lineal de l'èmbol del dosificador. (m/s^2).
t_{Cicle}	Temps cicle de línia. (s).
T	Amplada cinta guia de l'èmbol. (mm).
R_{CG}	Reacció radial sobre les cintes guia del èmbol del dosificador. (N).
P_{Rad}	Pressió radial màxima admissible sobre la cinta guia del dosificador. (N/m^2).
R_B	Resistència estàtica a la tensió. (MPa).
R_s	Límit elàstic. (MPa).
σ_t	Esforz tangencial degut a la pressió interna en el cilindre. (MPa).
σ_{tmax}	Esforz tangencial màxim degut a la pressió interna en el cilindre. (MPa).
$P_{\text{Càlcul}}$	Pressió de càlcul del cilindre de material. (bar).
$\phi_{\text{ECilindre}}$	Diàmetre exterior del cilindre de material. (m).
$\phi_{\text{ICilindre}}$	Diàmetre interior del cilindre de material. (m).
q_i	Factor intensificador de les tensions deguda a la forma del tub del cilindre de material en el punt i.
σ_{tMaxi}	Esforz tangencial màxim degut a la pressió interna en el cilindre en el punt i. (MPa).



σ_{tMini}	Esforç tangencial mínim degut a la pressió interna en el cilindre en el punt i. (MPa).
σ_{tmi}	Esforç tangencial mitjà degut a la pressió interna en el cilindre en el punt i. (MPa).
σ_{tai}	Esforç tangencial altern degut a la pressió interna en el cilindre en el punt i. (MPa).
σ_N	Esforç normal degut a la pressió interna en el cilindre. (MPa).
K_{fi}	Factor intensificador de les tensions en les seccions i punts d'estudi.
σ_{NMaxi}	Esforç normal màxim degut a la pressió interna en el cilindre en el punt i. (MPa).
σ_{NMini}	Esforç normal mínim degut a la pressió interna en el cilindre en el punt i. (MPa).
σ_{Nmi}	Esforç normal mitjà degut a la pressió interna en el cilindre en el punt i. (MPa).
σ_{Nai}	Esforç normal altern degut a la pressió interna en el cilindre en el punt i. (MPa).
Γ_{Torsor}	Parell torsor degut a la reacció del reductor en el seu encastament. (Nm).
r	Radi on hi ha el punt d'estudi (m).
τ_{Maxi}	Tensió tallant màxima en el punt i. (MPa).
τ_{Mini}	Tensió tallant mínima en el punt i. (MPa).
τ_{mi}	Tensió tallant mitjana en el punt i. (MPa).
τ_{ai}	Tensió tallant alterna en el punt i. (MPa).
σ_{Emi}	Tensió equivalent mitjana en el punt i. (MPa).
σ_{Eai}	Tensió equivalent alterna en el punt i. (MPa).
S_f	Límit de fatiga. (MPa).



k_l	Coeficient tipus de càrrega.
k_d	Coeficient de grandària.
k_s	Coeficient acabat superficial.
S'_f	Límit de fatiga de la proveta convencional. (MPa).
C_{si}	Coeficient de seguretat per el punt i.
A_{Min}	Àrea mínima dels cargols que subjecten el cilindre de material. (mm ²).
F_B	Força de càlcul per cargol en la unió. (N).
ϕ_{Cap}	Diàmetre del cap del cargol que subjecta les brides del cilindre.(mm).
h	Amplada de la brida. (mm).
ϕ_{Forat}	Diàmetre del forat per on passa el cargol que subjecta les brides del cilindre.(mm).
C_f	Rigidesa del tros de brida que queda sota del cargol que subjecta el cilindre de material. (N/m).
c_s	Rigidesa del cargol que subjecta el cilindre de material. (N/m).
A_{Cargol}	Àrea del nucli del cargol. (mm).
ϕ_{Cargol}	Diàmetre del cargol que subjecta les brides del cilindre. (mm ²)
C_k	Relació de rigideses entre la brida i el cargol.
c'_k	Relacio de rigideses entre la brida i el cargol modificada a causa del punt d'aplicació de la força.
F_V	Força de tensat inicial en el cargol. (N).
α_A	Dispersió de la força de collada.
F_{Rem}	Força remanent en la unió cargolada després de l'aplicació de la força separadora. (N).
ΔF_V	Força perduda en la unió deguda a l'assentament de les peces comprimides en una unió cargolada. (N).



S_D	Coeficient de seguretat en unió cargolada.
δ_x	Assentament en l'unió roscada. (mm).
σ_A	Tensió alterna màxima en el cargol seleccionat. (MPa).
σ_{fPi}	Tensió deguda a la flexió en el punt i. (MPa).
M_{ft}	Moment flector de càlcul en l'espiga del vis sens fi. (Nm).
M_{f1}	Moment flector produït en l'espiga del vis sens fi degut al descentrament de la força resultant actuant sobre l'èmbol del dosificador.(Nm).
M_{f2}	Moment flector produït en l'espiga del vis sens fi degut a la força radial introduïda per la corretja del dosificador.(Nm).
I_A	Inèrcia a la flexió en la secció A. (m ⁴).
r_{Pi}	Radi del punt i d'estudi. (m).
σ_{mfPi}	Tensió mitja deguda a la flexió en el punt i. (MPa).
σ_{mtPi}	Tensió mitja equivalent en el punt i. (MPa).
σ_{afPi}	Tensió alterna deguda a la flexió en el punt i. (MPa).
σ_{atPi}	Tensió alterna equivalent en el punt i. (MPa).
τ_{tPi}	Tensió tallant en el punt i. (MPa)
K_{fPi}	Factor intensificador de les tensions a flexió en el punt i.
K_{tPi}	Factor intensificador de les tensions a torsió en el punt i.
M_t	Parell torsor de càlcul en el punt i. (Nm).
I_{PAi}	Inèrcia polar per al punt i. (m ⁴).
τ_{mtPi}	Tensió tallant mitja en el punt i. (MPa).
τ_{atPi}	Tensió tallant alterna en el punt i. (MPa).
I_{PB}	Inercia polar secció crítica B. (kgm ²)



σ_{fB}	Tensió deguda a la flexió en la secció B. (MPa).
σ_{mfB}	Tensió mitja a la flexió en la secció crítica B. (MPa).
σ_{mB}	Tensió equivalent mitja en la secció B. (MPa).
σ_{aB}	Tensió equivalent alterna en la secció B. (MPa).
σ_{afB}	Tensió alternativa a la flexió en la secció crítica B. (MPa).
I_B	Inèrcia a la flexió de la secció B. (kgm^2).
τ_{tB}	Tensió tallant en la secció B. (MPa).
τ_{mtB}	Tensió tallant mitja a la secció B. (MPa).
τ_{atB}	Tensió tallant alterna a la secció B. (MPa).
d_{Espiga}	Diàmetre de l'espiga del vis sens fi.(m).
K_{ffB}	Factor intensificador de les tensions en la secció B.
P_1	Punt d'estudi en el xaveter corresponent a l'eix del vis sens fi.
P_2	Punt d'estudi en el xaveter corresponent al cub on van muntats els rodaments.
K	Parametre que indica els cc que aplica el dosificador per volta de motor.
p_{VSF}	Pas del cargol del vis sens fi. (m).
η	Viscositat. (Pa.s).
C_o	Capacitat de càrrega estàtica. (N).
L_{10}	Vida en milions de revolucions dels elements indicats.
C_L	Capacitat de càrrega radial del rodament del eix de sortida del reductor. (N).
Γ_{VSF}	Parell provocat en l'eix del vis sens fi quan actua la F_M excentricament sobre l'èmbol del dosificador. (Nm).
Γ_1	Pic de parell en l'arrencada per dur a terme la prepressió. (Nm).



Γ_2	Parell necessari per tal d'aguantar la prepressió dins el cilindre de material. (Nm).
Γ_3	Pic de parell en l'arrencada per dur a terme l'aplicació. (Nm).
Γ_4	Parell necessari per dur a terme l'aplicació del material. (Nm).
Γ_5	Parell que genera el motor durant la recarrega de material. (Nm).
Γ_M	Parell mitjà del cicle de treball del motor. (Nm).
t_i	Temps que actua el parell Γ_i . (s).
t_{Cicle}	Temps total de cicle de treball. (s).
Γ_{Rec}	Parell donat per el motor durant la recarrega del dosificador. (Nm).
ω_{Motor}	Velocitat del motor per al caudal indicat de material. (rad/s).
ED_{Motor}	Part del cicle de treball on el motor es troba donant parell. (%).
I_{REMSM}	Inèrcia reduïda sobre l'eix motor de tot el mecanisme sense tenir en compte la pròpia inèrcia del motor. (kgm^2).
R_C	Reacció sobre les cintes que guien l'èmbol del dosificador. (N).
L_C	Mínima separació de les cintes que guien l'èmbol del dosificador. (mm).
T	Amplada mínima de les cintes guia. (mm).
P_{Rad}	Pressió radial admissible sobre les cintes guia. (MPa).
K_f	Factor intensificador de les tensions que depen de la forma i material.



A.4. Relacions de transmissió

El primer pas en els càlculs, es determinar les relacions de transmissió dels diferents elements que formen la cadena cinemàtica.

L' (Eq. 4.1) relaciona la relació de transmissió total amb el paràmetre K, discutit en el capítol adient de la memòria, i les relacions de transmissió de la resta d'elements que formen la cadena cinemàtica.

$$i_{\text{Total}} = \frac{\pi^2 \phi_{\text{Cil}}^2 \cdot 10^6}{2K} = i_{\text{Red}} \cdot i_{\text{Pol}} \cdot i_{\text{VSF}} \quad (\text{Eq. 4.1})$$

Tal i com s'explica en la memòria la cadena cinemàtica esta composta per un reductor, una transmissió per corretja, i un vis sens fi, que es l'encarregat de transformar el moviment rotatori en moviment lineal.

De tots els elements que formen la cadena cinemàtica, el que costa més de trobar en el mercat es un vis sens fi capaç de treballar en les condicions que se li exigiran, mentre que de reductors i de politges hi ha molta gamma per escollir.

Es per això, que primerament es determinà quin era el pas del vis sens fi que era necessari per l'aplicació.

S'escull un pas de 5 mm, ja que es un pas present dins les gammes estàndard de diàmetres de quasi tots els fabricants.

$$i_{\text{VSF}} = \frac{2\pi}{p_{\text{VSF}}} = \frac{2\pi}{0.005} = 1256.64 \left(\frac{\text{rad}}{\text{m}} \right) \quad (\text{Eq. 4.2})$$

L'(Eq. 4.2) dona quina es la relació de transmissió deguda al vis sens fi.

A la Taula 4.1, en la primera columna es col·loca el valor de la relació de transmissió determinada en la memòria, on $K=0.092$ cc/rev. motor per un diàmetre del cilindre de material de 0.028 m. En la segona columna, es situen les relacions de transmissió per una gamma de reductors de la casa Neugart. Si es coneix el pas del vis sens fi, i segons l'(Eq. 4.1), l'única relació de transmissió per cada combinació que queda per determinar es la introduïda per les politges.

Per cada combinació de vis sens fi, i reductor es determina en la ultima columna de la Taula 4.1, el valor de la relació de transmissió necessària en les politges per garantir la relació total requerida en la transmissió.



i_{Total} (rad/m)	i_{Red}	p_{VSF} (m)	i_{VSF} (rad/m)	i_{Pol}
42053	3	0.005	1256.64	11.15
42053	4	0.005	1256.64	8.37
42053	5	0.005	1256.64	6.69
42053	8	0.005	1256.64	4.18
42053	9	0.005	1256.64	3.72
42053	12	0.005	1256.64	2.79
42053	15	0.005	1256.64	2.23
42053	16	0.005	1256.64	2.09
42053	20	0.005	1256.64	1.64
42053	25	0.005	1256.64	1.34
42053	32	0.005	1256.64	1.05

Taula 4.1 Càlcul de les relacions de transmissió dels elements que formen la cadena cinemàtica.

S'escull una combinació formada per un reductor de relació $i=20$, que correspon a una relació en les politges de $i=1.64$. Aquesta última correspon a una combinació estàndard de politges i corretges de la casa Gates.

La combinació de reductor i politges escollides es deguda, en gran part, a una qüestió d'espai. El més econòmic hagués estat escollir un reductor d'una sola etapa, però la relació de transmissió màxima per una etapa es 8, i per aquesta relació de transmissió les politges n'haurien d'haver introduït una de 4.18, per mantenir constant la relació total.

La relació de 4.18 en les politges, hagués provocat una important pèrdua de lloc en la caixa del dosificador que conte la transmissió per corretja, degut al gran diàmetre requerit en la politja conduïda. Amb la relació de 1.64, es col·loca un reductor una mica més car i llarg, però s'aconsegueix fer el dosificador notablement més petit.



A.5. Pressions d'aplicació.

En la memòria es dona quina es l'equació del moviment pel sistema mecànic del dosificador, i l'única força important que no correspon a inèrcies del sistema, és la deguda a la pressió interna dins el dosificador. Abans de centrar-se en els aspectes cinemàtics i dinàmics de la cadena, cal buscar quina serà la pressió d'aplicació, per tal de començar a temptejar quines càrregues actuaran sobre el vis sens fi i els rodaments que formaran la cadena cinemàtica.

De totes les forces que actuen sobre el mecanisme del dosificador, la més important es la produïda per l'acció de la pressió sobre la cara de èmbol del dosificador. Aquesta pressió es la necessària per vèncer totes les pèrdues de càrrega en el material que es produeixen aigües avall del dosificador.

El valor de la pressió en aplicació es pot trobar aplicant l'equació de Bernoulli entre la cara interna de l'èmbol del dosificador i la sortida a l'atmosfera, i la seva expressió ve donada per l'(Eq. 5.1). En aquesta expressió, la pressió ve donada en funció del cabal circulant per el circuit, calculat segons l'expressió de l'(Eq. 5.2), on es veu que el cabal aplicat es funció de la velocitat que porta èmbol impulsat per el motor, i de la pèrdua de càrrega generada en el sistema.

$$P = \frac{1}{2} \rho Q^2 \left(\frac{1}{A_{Boquilla}^2} - \frac{1}{A_{Embol}^2} \right) + h_L \rho g \quad (\text{Eq. 5.1})$$

$$Q = v_{Embol} \cdot A_{Embol} \quad (\text{Eq. 5.2})$$

L'(Eq. 5.3) esta formada per dos sumands, el primer es degut a la pèrdua de carrega generada en la mànega, i el segon la pèrdua de carrega generada en la boquilla aplicació.

$$h_L = \frac{Q^2}{2g} \left(\frac{64}{Re} \frac{L_{Man}}{\phi_{Man} A_{Man}} + \frac{1}{Cq^2 A_{Boquilla}^2} \right) \quad (\text{Eq. 5.3})$$

$$Re = \frac{Q \phi_{Man} D}{A_{Man} \eta} \quad (\text{Eq. 5.4})$$



El primer sumand esta directament obtingut del l'equació de Poiseuille[2], on es té en compte que el flux de material a través de la mànega fins el capçal d'aplicació es troba en estat estacionari, que es produeix en règim laminar i que s'han considerat tots els materials com incompressibles.

El segon sumand de l' (Eq. 5.3) es degut a la pèrdua de carrega en l'orifici de sortida[2], i el valor de C_q s'ha ajustat de manera que les pressions originades en la boquilla de sortida siguin el mes fidedignes als valors reals que es coneixen per experiència en aplicació amb pistola.

L' (Eq. 5.3) es valida tant en aplicació en forma d'instal·lació convencional, es a dir amb mànega i capçal, i en aplicació en forma de compacte on s'elimina la mànega. El pas d'una a altra suposició només comporta a posar a 0 la longitud de la mànega aigües avall del dosificador. En el present PFC, per tal d'efectuar els càlculs de la duració dels elements rodolants, s'han suposat 3 situacions de càrrega. La primera per una aplicació amb compacte, i les dues restants per una instal·lació convencional amb mànega i pistola d'aplicació.

Per al cas aplicació amb compacte, es poden menysprear els efectes de les forces viscoses, ja que les pèrdues en la boquilla del capçal aplicació son molt mes importants que les generades per la viscositat, ja que els conductes interns del dosificador son molt curts. Per tant en aquest tipus instal·lació la pressió aplicació serà en gran mesura funció del cabal i del diàmetre de la boquilla que s'utilitzi per aplicar.

Per al cas instal·lació convencional, els valors de les pèrdues de carrega es calcularan per a una instal·lació estàndard formada per dosificador, mànega i pistola d'aplicació. El diàmetre de la mànega cal ajustar-lo en funció de la viscositat del material, ja que a mes viscositat, mes pèrdua de carrega per a una longitud constant i un diàmetre constant. Cal buscar un equilibri entre la pressió aplicació i el cost de les mànegues, ja que mes pressió aplicació fa pensar en augmentar el diàmetre de les mànegues per disminuir la pressió, però aquest fet es veu afectat pel fet que mànegues d'alta pressió calefactades varien molt de preu en funció del diàmetre, i també cal contar que en segons quin tipus de capçal i de dosificador, les mànegues no poden ser massa grans ja que es perdria precisió degut a l'excessiva quantitat de material dins la mànega aigües avall del dosificador.

En capçals i dosificadors petits, les mànegues acostumen a ser de 1/2 de polsada, mentre que les longituds no acostumen a superar el 1 m. En aquesta situació de carrega, s'han calculat les pèrdues de carrega per la mànega anterior mentre que s'han escollit diàmetres de 1,5 i 3 mm per la boquilla aplicació.



A les següents figures es recullen quines són les pressions aplicació teòriques, en funció de instal·lació i del cabal màxim a que pot arribar el dosificador, per un rang de viscositats aparents de 50 fins a 500 Pa.s, suficient per la majoria d'aplicacions.

Aquestes gràfiques s'obtenen de aplicació de les equacions mostrades a l'inici del punt.



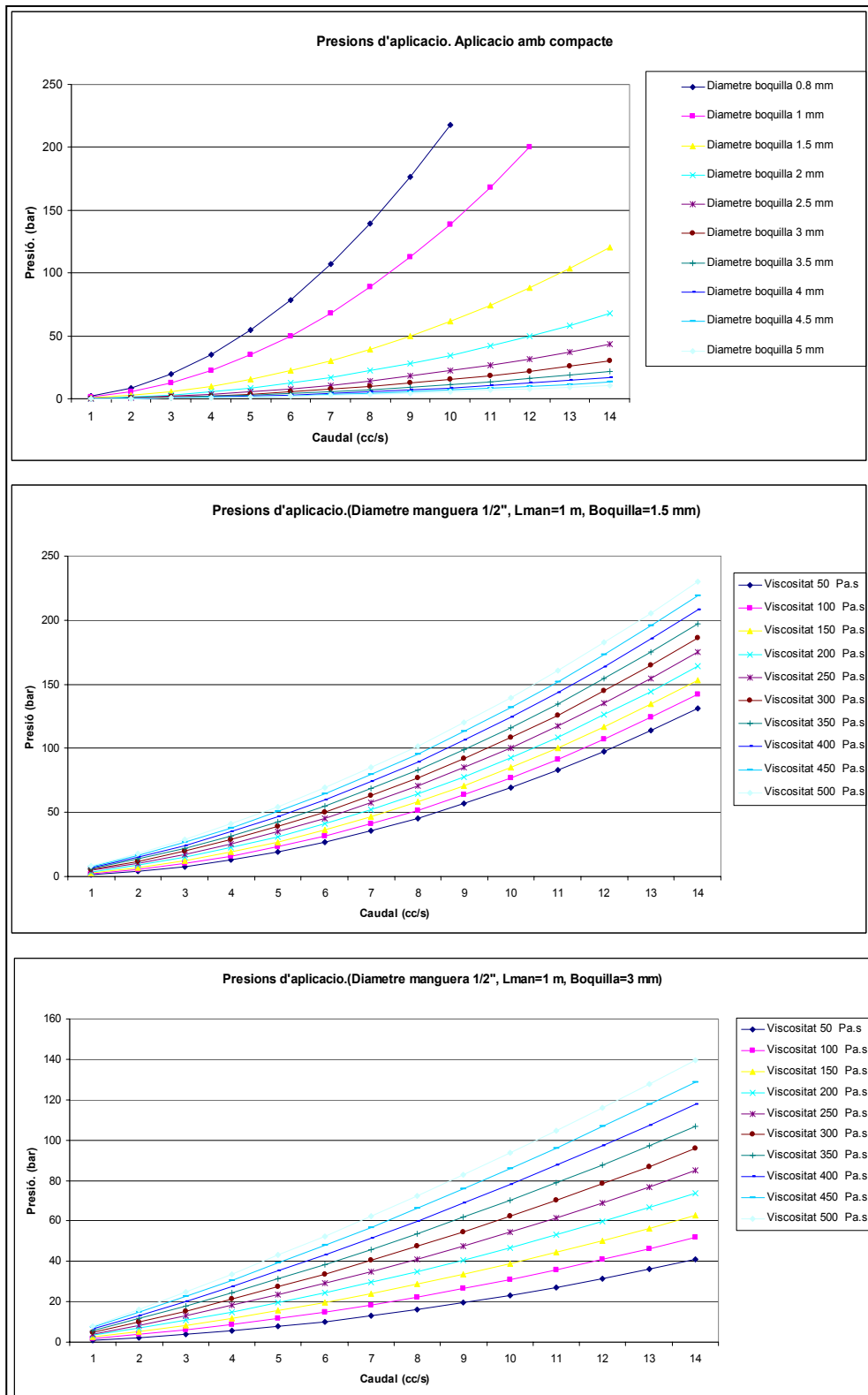


Fig. 5.1 Pressions aplicació teòriques per les instal·lacions indicades



A.6. Transmissió

Un cop es coneixen quines son les pressions aplicació teòriques i les relacions de transmissió dels elements de la cadena, es pot passar al càlcul dels elements rodants que la formen.

A.6.1. Selecció del vis sens fi

El vis sens fi es l'element mes car i mes difícil de trobar de tots els que formen el dosificador. Si ens fixem en les gràfiques del punt anterior, es veu que agafant una pressió de càlcul per al vis sens fi de 150 bar, es cobreix en gran part tots els casos, i tenint en compte que rara vegada es superaran els 10 cc/s de cabal aplicació, 150 bar es un bon numero per dur a terme el càlcul del vis sens fi.

El número de cicles que cal que efectui el dosificador es de 345600 cicles/any, comptant un cicle per minut durant 3 torns al dia, 5 dies a la setmana, i 48 setmanes a l'any. Si la garantia de tota maquina es de 2 anys, i cada cicle d'aplicació es una cursa d'anada i una altra de tornada, la vida en revolucions del element es de 22.45 Mrev, per un dosificador de 50 cc, mentre que per el dosificador de 25 cc es de 11.23 Mrev.

Degut al fet que existeix una gamma molt gran de productes per aplicar, i de la mateixa manera una gamma molt gran de viscositats, fer el càlcul per un sol producte aplicació, podria portar a dissenyar un dosificador molt robust i molt car, quan en la majoria d'aplicacions estaria sobre dimensionat. Generalment i per experiència es sap que en aplicació de massilles destinades a línies de soldadura, la pressió aplicació rara vegada excedeix els 70 bar, ja que en la majoria d'aplicacions el dosificador va muntat en forma de compacte sense mànega i la viscositat dels productes es força inferior a la dels poliuretans.

Un altre grup de productes serien els poliuretans. Aquests quan s'apliquen en instal·lacions de vidres, els dosificadors mai son en compacte i porten una mànega aigües avall del dosificador (entre 1 i 3 metres) relativament llarga. En aquests les pressions aplicació poden arribar als 220 bar. Experiència demostra que per aplicar poliuretans en forma de compacte, mínim es necessiten uns 120 bar en el dosificador amb una boquilla de 1.5 mm.

Si tenim en compte que els dosificadors de 25 i de 50 cc generalment aniran muntats en forma de compacte sense mànega, es veu que una bona solució seria dissenyar un dosificador on només canviant la peça mes cara, que en aquest cas es el vis sens fi,



es pogués aplicar a alta i a baixa pressió, es a dir, un dosificador per massilles de soldadura, i un dosificador per aplicar petites quantitats de poliuretà.

El procediment de càlcul serà el següent, s'escollirà un vis sens fi capaç de treballar a 150 bar, donant la vida necessària calculada anteriorment per un dosificador de 50cc. Posteriorment, s'escollirà un tipus de vis sens fi mes barat que garanteixi una pressió aplicació d'uns 60 o 70 bar, i que ocupi un espai similar al vis sens fi d'alta pressió.

El vis sens fi, a diferencia del que succeeix amb el motor, es veu afectat per totes les carregues degudes a la pressió interna que actua dins el cilindre del dosificador. Quan el vis sens fi es mou, veu la pressió produïda per les pèrdues de carrega en el sistema durant aplicació, mentre que durant la recarrega aquest veu els esforços produïts per la pressió que ve de la bomba. Aquesta pressió generalment es situa entre els 8 i 12 bar.

$$C_{Req} = F_M (L_{10})_{Req}^{1/3} \quad (Eq. 6.1)$$

L'(Eq. 6.1) ens dona la relació per tal de calcular la capacitat de carrega en els elements rodants, obtinguda de qualsevol catàleg d'un fabricant de rodaments. En ella es veu que es necessari calcular la força mitja axial que actua sobre el vis sens fi durant un cicle de treball.

La força mitja sobre el vis sens fi en un cicle es calcula segons l'(Eq. 6.2). Cal tenir present que l'(Eq. 6.2) no te en compte els transitoris i que només es valida en estat estacionari, quan la carrega ja esta en moviment, però en el present treball s'utilitzarà per dur a terme el dimensionat dels elements rodolants per simplificar el problema.

$$F_M = \sqrt[3]{\frac{\left(\frac{\pi}{4} \phi_{Cil}^2 P_{Aplic}\right)^3 n_{Aplicacio} + \left(\frac{\pi}{4} \phi_{Cil}^2 P_{Recarrega}\right)^3 n_{Recarrega}}{n_{Cicle}}} \quad (Eq. 6.2)$$

Capacitat (cc)	F _M (N)	L ₁₀ (Mrev)	C _{Req} (N)
50	7332	22.45	20700
25	7332	11.23	16419

Taula 6.1 Capacitats de carrega requerides en els dos models de dosificador



Per tant, per una pressió aplicació de 150 bar, contant $\frac{1}{2}$ cicle aplicació i $\frac{1}{2}$ de recàrrega, s'obtenen els resultats tabulats a la Taula 6.1.

Si es busca per diferents catàlegs de vis sens fi de diferents fabricants, es veu que per al dosificador de 50 cc un vis sens fi de boles es totalment insuficient, i caldrà buscar un altre tipus de vis sens fi. En aquest cas s'escull un vis sens fi de la marca SKF de rodets planetaris. Aquests vis sens fins, poden doblar la capacitat de càrrega dels vis sens fi de boles, però el seu preu es dispara de forma exagerada.

El vis sens fi escollit per tal d'accionar els dosificadors d'alta pressió es un SKF SRC 15x5 (Ca=25.95 kN, Co=43.6 kN). S'escull aquest vis sens fi degut al fet que es el primer dins de la gamma de SKF que compleix amb les premisses desitjades.[3]

Un cop tenim determinat quin espai ens ocupa el vis sens fi, buscarem un vis sens fi mes barat que físicament sigui similar a l'anterior, per tal d'introduir el mínim de canvis en els diferents dosificadors. Una marca que ofereix unes molt bones prestacions a un preu molt ajustat per moviment lineal es Thomson. Dins la seva gamma, s'escull el model ZG 16x5 (Ca=12.1 kN, Co=14.5 kN), aquest vis sens fi pot costar sobre els 350 €, mentre que el de SKF no sortirà per menys de 1500 €. Es per aquest motiu, que es formarà la gamma d'altres i baixes pressions, ja que la diferencia de preu es molt important.

La resta de material rodant es dimensionarà d'acord al que es necessiti en el dosificador de 50 cc d'alta pressió, ja que el canvi en els rodaments, comportaria poc estalvi, i al damunt caldria preveure diferents mides de peces similars, creant greus problemes d'estocatje de recanvis. D'aquesta manera s'aconsegueix tenir moltes peces comunes entre els dosificadors de 25 i 50 cc, i només canviar aquelles que son estrictament necessàries, tant per passar d'un dosificador de 25 a 50 o d'alta a baixa pressió.

A.6.2. Vida vis sens fi

A la Fig. 6.1, s'hi mostren les gràfiques de vida per els casos de carrega indicats en la Fig. 5.1.

La Fig. 6.1 cal interpretar-la de la manera següent, s'hi mostren sis figures, les gràfiques de la columna de l'esquerra són per el dosificador de 50 cc, mentre que la columna de la dreta per el dosificador de 25 cc.

Les zones de color cian son zones on el vis sens fi de baixa pressió pot treballar amb una durada mínima de 2 anys, segons el calculat anteriorment, mentre que la zona



vermella es una zona on pot treballar el vis sens fi d'alta pressió sense cap tipus de problema amb la mateixa duració. Les zones blanques, son zones on podria treballar el vis sens fi d'alta pressió, però no esta garantida la duració mínima desitjada de dos anys.

Tal i com es comenta en punts anteriors, degut a la gran varietat de productes aplicació, la Fig. 6.1 es molt útil per tal d'instal·lar dosificadors dins instal·lacions de la forma mes econòmica possible, i que compleixi les especificacions, ja que coneixen el cabal de consum en instal·lació, i la viscositat del material, permet determinar el vis sens fi mes econòmic.

Cal destacar que a ultima hora serà el client qui decidirà que li convé, pagant de la seva butxaca si desitja un dosificador d'alta gamma, es a dir, sobre dimensionat.

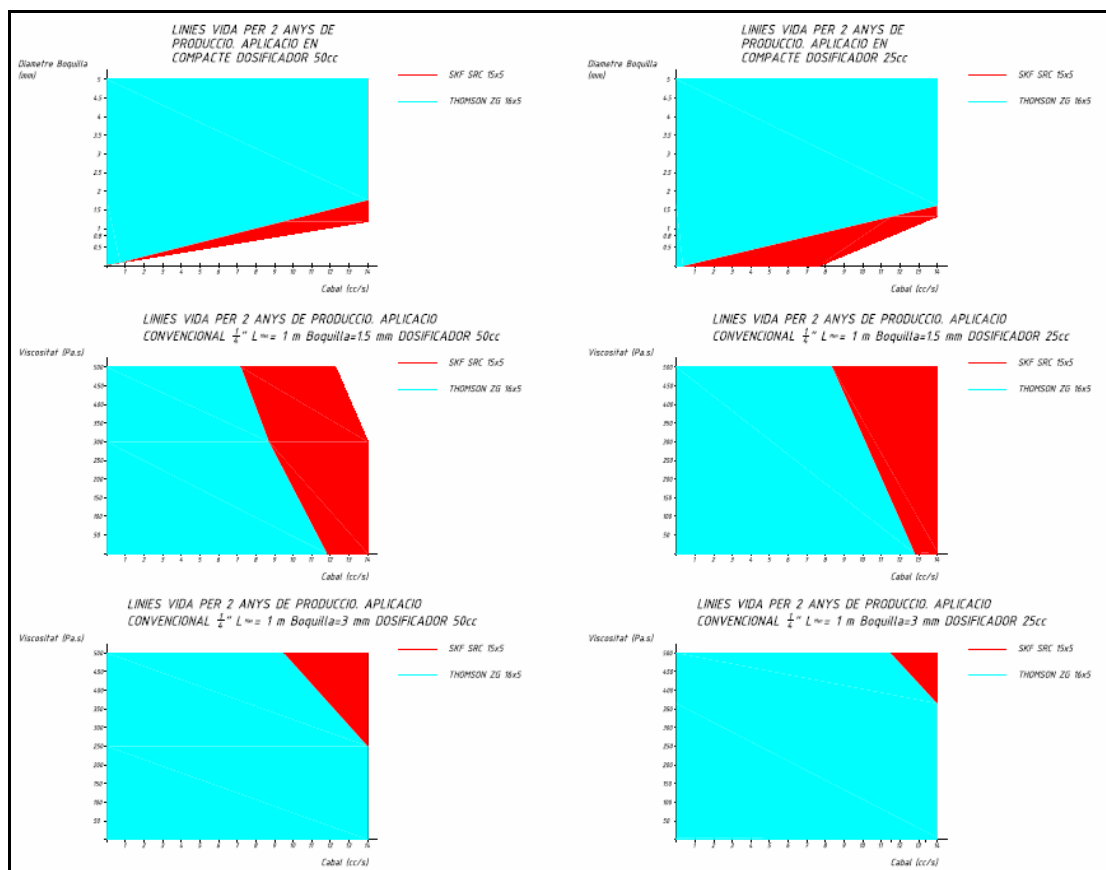


Fig. 6.1 Gràfiques de vida per als dos models de vis sens fi per els diferents casos de carrega

La velocitat màxima aplicació, es funció de la relació de transmissió i de la velocitat màxima del motor. En punts posteriors, es veurà que per el motor escollit, es de 9000



rpm de velocitat màxima, cosa que juntament amb la relació de transmissió i el diàmetre de èmbol del dosificador, dona un cabal màxim de aproximadament 14 cc/s, més que suficient per la majoria d'aplicacions.

Els càlculs per arribar a aquestes gràfiques mostrades anteriorment, estan en la fulla de càlcul indicada en el resum d'aquest annex.

A la memòria, en l'apartat de manteniment, es donen les gràfiques de duració del vis sens fi en funció de la pressió d'aplicació en lloc de la viscositat, ja que es pot conèixer més fàcilment la pressió d'aplicació que la viscositat del producte que s'aplica.

A.6.3. Càlcul dels rodaments de guiat del vis sens fi

La Fig. 6.2 mostra el vis sens fi SKF SRC 15x5, suportat per dos rodaments de rodets cònics, El càlcul d'aquests rodaments s'ha efectuat de forma similar al vis sens fi, però tenint en compte les particularitats del mecanisme.

La càrrega principal que actua sobre el vis sens fi, es la reacció del material sobre èmbol del dosificador, que al seu temps es transmet mitjançant l'acoblament cap al vis sens fi.

Degut a la pròpia naturalesa del acoblament existent entre la femella del vis sens fi i èmbol del dosificador, aquesta força resultant pot arribar a transmetre's descentrada del eix central del vis sens fi, fent que aparegui un parell flector sobre l'eix del vis sens fi, que caldrà que sigui compensat per els rodaments guia.

Cal recordar que sobre l'eix del vis sens fi hi actuen altres carregues, tals com el parell torsor que transmet el motor i les reaccions que es produeixen per la transmissió amb corretja, tot arribant a la situació de càrrega que mostra la Fig. 6.2.



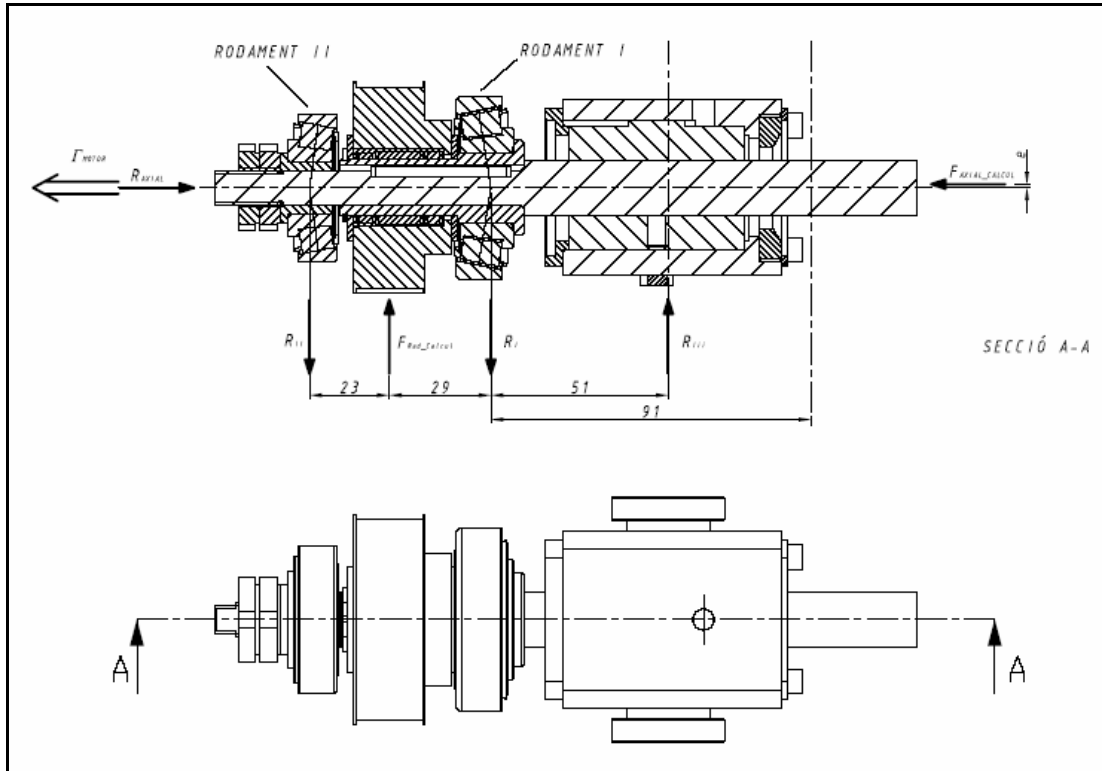


Fig. 6.2 Esquema de les càrregues que actuen sobre el vis sens fi del dosificador de 25 cc.

En la Fig. 6.2 s'aprecien les càrregues a les que està sotmès el vis sens fi. L'única càrrega que en principi no caldria considerar és la R_{III} , ja que aquesta és la reacció introduïda per les guies laterals que serveixen d'antigir quan flexa l'eix del vis sens fi i arriba a topall amb les guies laterals. Aquestes guies materialitzen el camí de rodadura del rodament que fa d'antigir. Aquesta força pot ésser que existeixi o no, depenent de la pressió que hi ha dins el cilindre del dosificador, és a dir, mentre la fletxa introduïda en l'eix del vis sens fi és inferior a 0.15 mm, que és la franquícia que queda entre el rodament del anti gir i la guia lateral, no existeix la R_{III} i es considera que el vis sens fi treballa en voladiu, mentre que quan la fletxa teòrica en voladiu és superior a 0.15 mm, es considera que el vis sens fi no treballa en voladiu i ho fa com si es tractes d'una biga encastada i recolzada per davant.



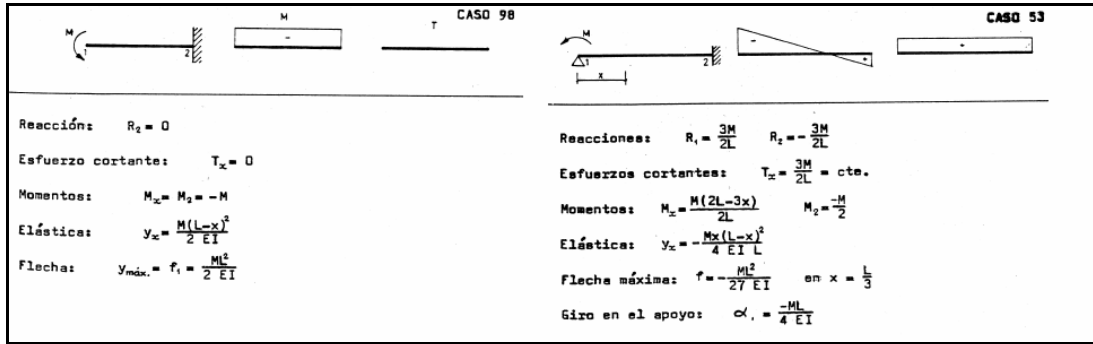


Fig. 6.3 Biga en voladiu i biga empotrada recolzada.[4]

Per tant en cada cursa que faci el vis sens fi, es de suposar que hi haurà una zona de la cursa, la més propera a l'encastament, que el vis sens fi estarà en voladiu, mentre que en una altra zona el vis sens fi actuarà com si fos una biga encastada i recolzada per els rodaments del antigir. L'(Eq. 6.3) dona quina es la longitud de transició on es passa d'un cas a una altre. En ella s'hi te en compte la fletxa màxima permesa per les guies, la inèrcia del cargol del vis sens fi, i la força axial provocada per una pressió interna de 150 bar actuant sobre la cara interna del embol del dosificador.

$$L_T = \sqrt{\frac{f_1 \cdot 2 \cdot E \cdot I_{NVSF}}{F_{Axial} \cdot e}} = \sqrt{\frac{1,5 \times 10^{-4} \cdot 2 \cdot 210 \times 10^9 \cdot \left(\frac{\pi}{64} \cdot 0,015^4\right)}{9236 \cdot 0,001}} = 0,130 \text{ m} \quad (\text{Eq. 6.3})$$

Si es té en compte que en el dosificador de 50 cc en la posició de buit o PMS, la màxima distància entre el centre de la femella del vis sens fi i l'empotrament es de 122.6 mm, es veu que l'eix sempre treballa en voladiu.

$$R_I = \frac{F_M \cdot e}{L} + \frac{F_C \cdot a}{L} \quad (\text{Eq. 6.4})$$

$$R_{II} = \frac{F_C \cdot b}{L} - \frac{F_M \cdot e}{L} \quad (\text{Eq. 6.5})$$

$$F_C = \frac{F_M}{R_{POL2} \cdot i_{VSF} \cdot \eta_{VSF}} = \frac{7332}{\left(\frac{0,0573}{2}\right) \cdot \left(\frac{2\pi}{0,005}\right) \cdot 0,75} = 271 \text{ N} \quad (\text{Eq. 6.6})$$



Fent cas a la Fig. 6.2, es poden obtenir les (Eq. 6.4) i (Eq. 6.5). F_C , que es la força deguda a la corretja, s'obté de l'(Eq. 6.6), on F_C es calcula per el parell que es transmet des de la corretja cap a l'eix del vis sens fi.

Per tant per a la pressió de càlcul de 150 bar i una recàrrega de 15 bar li correspon una F_M de 7332 N calculada segons l'(Eq. 6.2), les reaccions R_I i R_{II} prenen els valors de 260 i 11 N respectivament, amb el sentit indicat en la Fig. 6.2. Aquest es el cas mes desfavorable per al rodament I. Si la força axial passes per sota l'eix del vis sens fi, el rodament I suportaria menys carrega radial, i el rodament II l'augmentaria, però el rodament I absorbeix tota la càrrega axial a que esta sotmès l'eix del vis sens fi, i per tant les (Eq. 6.4) i (Eq. 6.5) son els casos mes desfavorables.

Els rodaments escollits per materialitzar el guiat del vis sens fi, seran dos rodaments de la casa SKF de rodillos cònics que es muntaran en O. El rodament I es un SKF 32304 J2Q i el rodament II es un SKF 32004.

$$P_I = X_I R_I + Y_I \left(F_M + \frac{0.6}{Y_{II}} R_{II} \right) \quad (\text{Eq. 6.7})$$

La carrega dinàmica equivalent per al rodament I es calcula segons l'(Eq. 6.7), on per als rodaments en qüestió, $X_I=0.4$, $Y_I=2$ e $Y_{II}=2.1$, segons indicacions del fabricant. Per tant $P_I=14774$ N, si amb aquesta càrrega dinàmica equivalent es calcula la vida del rodament,

$$L_{10} = \left(\frac{C_a}{P_I} \right)^3 = \left(\frac{45500}{14774} \right)^3 = 29.21 \text{Mrev} \quad (\text{Eq. 6.8})$$

Amb el resultat es veu que es superior a les vides requerides calculades en la Taula 6.1. Abans de continuar, caldria comprovar quina es la pressió aplicació a la que els rodaments es poden sotmetre durant dos anys de producció sense problemes, per tant,

$$P_{\text{Imax}} = \frac{C_a}{(L_{10})^{1/3}} = \frac{45500}{22.45^{1/3}} = 16128 \text{N} \quad (\text{Eq. 6.9})$$

Quan es coneix la càrrega dinàmica equivalent per una vida en producció de dos anys, per passar a la força mitja que actua sobre el rodament 1, caldria conèixer la força introduïda per la corretja. Però per conèixer la pressió màxima aproximada en èmbol



per una vida mínima de dos anys, es menysprearà el seu efecte, per tant, l'(Eq. 6.7) es pot escriure com,

$$F_M = \frac{P_{lmax}}{Y_1} = \frac{16128}{2} = 8064 \text{ N} \quad (\text{Eq. 6.10})$$

Quan es coneix la força mitja màxima, i amb l'ajuda de l'(Eq. 6.2), s'obté que la pressió d'aplicació màxima, per una duració teòrica mínima de dos anys en un dosificador de 50 cc, es de 165 bar, tot contant una pressió de recarrega de 15 bar. Si s'observa la Fig. 5.1 es veu que aquesta pressió es suficient per garantir la majoria d'aplicacions, i es força semblant a l'utilitzada en el càlcul del vis sens fi.

Per tant s'escullen aquests rodaments per dur a terme el guiat del vis sens fi en tots els casos de carrega i per tots els dosificadors, ja que si els rodaments son suficients per un dosificador de 50 cec treballant al límit, també serà suficient en la resta de casos.

Es pot pensar que aquests rodaments seran excessius per la resta d'aplicacions, però el canvi de rodaments no compensa per l'estalvi que suposa en el preu dels mateixos, i d'aquesta manera només canviant el vis sens fi i l'antigor de la femella es pot tenir una gamma d'alta i baixa pressió, simplificant molt els estocs de certes peces.

Al capítol de manteniment de la memòria es dona la vida teòrica dels rodaments que guien el vis sens fi en funció de la pressió interna del cilindre de material.

A.6.4. Càlcul del reductor

El reductor planetari utilitzat en el present treball, es de la marca Neugart. En el punt A.4 s'ha trobat quina era la relació de transmissió que calia que tingues el reductor per tal de garantir la precisió requerida en el dosificador, i aquesta relació tenia el valor de 20.

Per tant, de la força calculada en l'(Eq. 6.6), i del radi de la politja muntada la sortida del reductor, el parell de sortida en el reductor, quan hi actua sobre el vis sens fi la força mitja de cicle calculada en l'(Eq. 6.2), es de 4.71 Nm.



Si ens fixem en el catàleg del fabricant [5], per al reductor PLE 40 $i=20$, s'obtenen les següents característiques:

Parell de sortida nominal	20 Nm
Velocitat màxima a l'eix d'entrada	10000 min^{-1}
Carrega radial màxima a 10000 hores	200 N

Es comprova que el parell nominal del reductor és molt inferior al parell que es transmetrà en regim estacionari per la força mitja de cicle calculada en l'(Eq. 6.2). En les arrencades, el pic de parell transmès aigües avall del reductor, és molt baix i pràcticament és igual al parell en estat estacionari, degut al fet que del parell accelerador generat per el motor se'n gasta pràcticament el 90 % per accelerar el propi motor i reductor, ja que la inèrcia reduïda produïda sobre l'eix motor per la resta d'elements del dosificador es molt baixa deguda a la gran reducció en el dosificador.

La força radial transmesa per la corretja es calcula per l'(Eq. 6.6), i es veu que es superior a la permesa en el catàleg del fabricant, per aquest motiu cal fer la comprovació de la vida del rodament del reductor.

Del catàleg de Neugart,[6] se'n extreu la següents relacions per al càlcul de la força radial que actua sobre l'eix de sortida del reductor i per al càlcul de la vida del rodament del eix de sortida.

$$F_{RL} = \frac{F_C \cdot (A + C_2)}{C_1} = \frac{271 \cdot (17.75 + 12.9)}{10.5} = 736 \text{ N} \quad (\text{Eq. 6.11})$$

$$L_{10} = \left(\frac{C_L}{F_{RL}} \right)^3 = \left(\frac{2250}{736} \right)^3 = 28.48 \text{ Mrev} \quad (\text{Eq. 6.12})$$

Cal recordar que l'eix de sortida del reductor dóna les voltes que dóna el vis sens fi multiplicades per la relació de transmissió introduïda per les politges. Per tant fent cas als valors de la Taula 6.1, en el cas del dosificador de 50 cc, cal preveure 36.8 Mrev, mentre que per el dosificador de 25 cc les revolucions a garantir son de 18.4 Mrev. Es veu que el reductor pot treballar sense problemes amb el dosificador de 25 cc, mentre que es queda una mica curt en el cas de treballar amb un dosificador de 50 cc.

Cal tenir present que la gamma de dosificadors de 25 i 50 cc anirà en gran part destinada a aplicació en compacte, on les velocitats aplicació rara vegada passaran



dels 10 cc/s, cosa que fa pensar que el reductor serà suficient per al treball en aquestes condicions.

Un altre aspecte que cal tenir en compte es la velocitat màxima permesa a l'entrada del reductor, i tal i com es veurà en punts posteriors, la velocitat màxima del motor serà de 9000 rpm, inferior a la permesa en el reductor.

A.6.5. Càlcul de la corretja

La corretja utilitzada en el dosificador, es una corretja de la marca Gates model GT. El fabricant de la corretja dona un procediment per tal d'efectuar el càlcul de la mateixa.

Per començar, el fabricant de la corretja fa determinar un coeficient de servei amb el qual cal majorar la potencia transmesa per la corretja. La potencia transmesa per la corretja esta tabulada en la segona columna de la Taula 6.2. Aquesta s'ha calculat tenint en compte els resultats obtinguts a la Fig. 5.1 cas b, corresponents a una instal·lació amb una mànega de 1/2" i longitud 1 m, una boquilla de 1,5 mm de diàmetre i una viscositat de 500 Pa.s. Cal destacar que a la Taula 6.2 s'ha tingut en compte la limitació de pressió deguda a la vida teòrica dels rodaments que guien el vis sens fi, per tant, de la Fig. 5.1cas b, queden eliminats els cabals superiors a 11 cc/s, ja que la seva pressió aplicació excedeix als 165 bar de pressió en aplicació, trobada en el punt A.6.3.

Caudal (cc/s)	Potencia transmesa corretja (W)	Potencia càlcul (W)	Revolucions politja petita (Rpm)	potencia Corretja 3MGT (W)	Relació potencies
1	1.97	3.35	31.95	14.78	0.23
2	5.85	9.95	63.9	27.5	0.36
3	12.02	20.43	95.9	39.4	0.52
4	20.6	35.02	127.85	50.1	0.7
5	31.8	54.06	159.8	60.4	0.9
6	46.55	79.14	191.75	71	1.11
7	64.99	110.48	223.75	81	1.36
8	86.99	147.88	255.7	91	1.63
9	113.89	193.61	287.65	101	1.92
10	144.99	246.48	319.6	110	2.24
11	181.17	307.99	351.55	120	2.57

Taula 6.2 Resum de resultats per el càlcul de la corretja

Del catàleg del fabricant [18], se'n extreu un factor de servei de 1.7. Per tant, la potencia de càlcul queda segons la tercera columna de la Taula 6.2.



Quan s'obté la potencia de càlcul, cal buscar el gràfic proporcionat per el fabricant en el seu catàleg [19], s'obté que el perfil de corretja requerit en aplicació es el 3MGT. Ara cal calcular quin nombre de dents estan en contacte entre la corretja i la politja conductora, per una distancia entre centres de les politges de 61.1 mm, i unes politges de 22 i 36 dents, es té que el numero de dents en contacte en la politja petita es de 10.35. D'aquesta manera, i segons les recomanacions del fabricant de corretges, no cal tenir en compte cap coeficient minvador de la potencia transmesa, ja que les taules que donen la potencia que poden transmetre les corretges, estan calculades per un mínim de 6 dents.

A la cinquena columna de la Taula 6.2, es recull la potencia que pot transmetre la corretja en funció de la velocitat de la politja conductora, recollida a la quarta columna.

La ultima columna recull la relació de potències entre la necessària i la que pot donar la corretja. A una corretja de 15 mm d'ample standard, li correspon una relació de potencies de 1.89. Si comparem aquest valor amb l'obtingut a la ultima columna, es veu que es suficient per la majoria de cabals d'aplicació, i tal i com es comenta en anteriors punts, la velocitat aplicació rara vegada superarà els 10 cc/s. Per tant es donarà per bona la corretja seleccionada.

A.6.6. Càlcul del trinquet

Tal i com es comenta en la memòria, cal un element que separi l'eix del motor del eix del vis sens fi durant la recàrrega. Aquesta funció es troba resolta en el dosificador, gràcies a un trinquet, que en la cursa de recàrrega deixa que l'eix del motor giri boig mentre que quan el dosificador esta aplicant, l'eix del motor controla la posició del eix del èmbol.



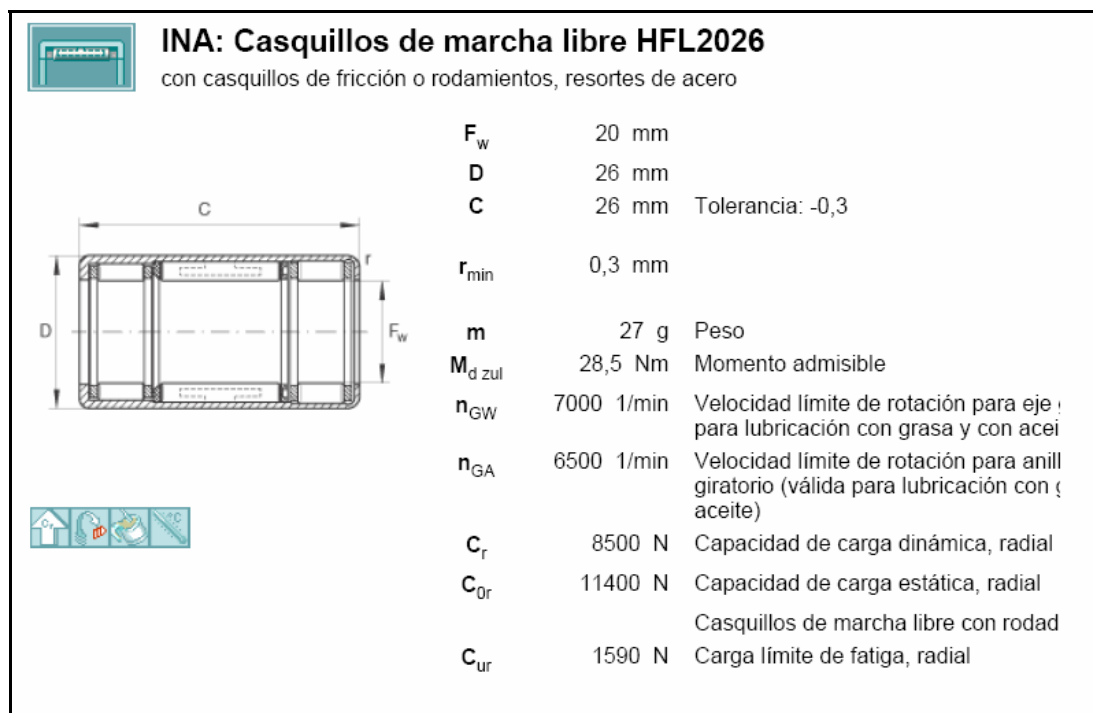


Fig. 6.4 Característiques del trinquet

EL model de rodament usat es un INA HFL2026. A la Fig. 6.4, es veuen les característiques del esmentat rodament.

$$\Gamma_{VSF} = \frac{F_M}{i_{VSF} \cdot \eta_{VSF}} = \frac{7332}{1256 \cdot 0.75} = 7.8 \text{ Nm} \quad (\text{Eq. 6.13})$$

El parell mitja segons la força mitjana de cicle calculada en l'(Eq. 6.2), es troba a partir de l'(Eq. 6.13). Aquest parell es inferior al nominal del trinquet, i per tant es dona com a bo per tots els casos i dosificadors.



A.7. Càlcul del motor

Un cop es coneixen tots els elements que formen la transmissió, i les seves inèrcies i rendiments, es pot passar al càlcul del motor.

A l'hora de dur a terme el càlcul del motor, cal recordar quin es el cicle de treball del dosificador vist des del motor en funció del temps.

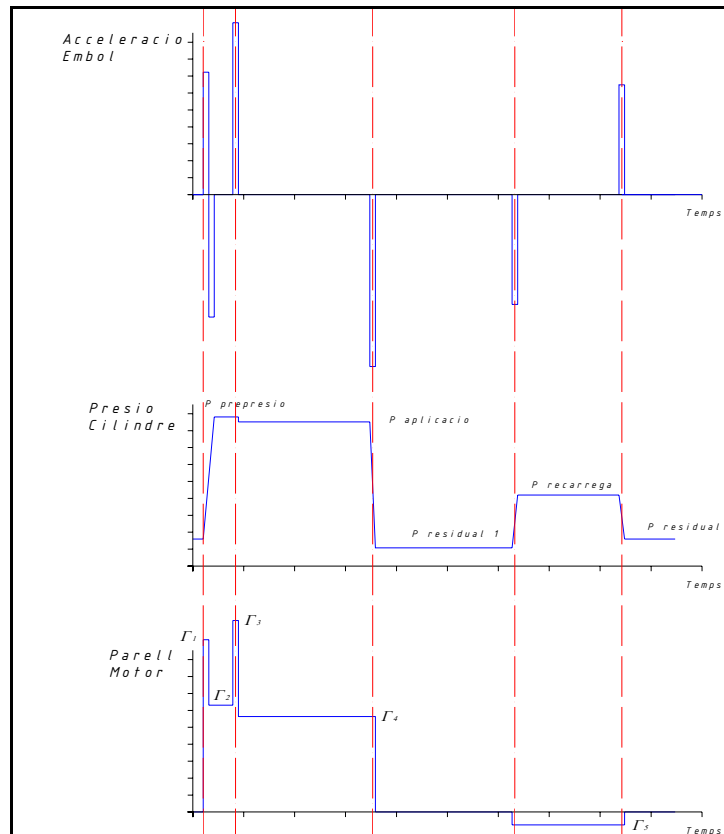


Fig. 7.1 Cicle de treball del dosificador.

Per dur a terme el càlcul del motor cal primerament determinar quins son els parells necessaris en cada part del cicle. El cicle que veu el motor, es pot dividir en 5 zones on el motor treballa, amb un parell associat en cada zona. Aquests parells es descriuen a continuació.



$$\left[I_{Mot} + I_{Red} + \frac{I_{Pol1}}{i_{Red}^2 \eta_{Red}} + \frac{I_{VSF} + I_{Pol2}}{(i_{Red} \cdot i_{Pol})^2 \eta_{Red} \cdot \eta_{Pol}} + \frac{m_{Emb}}{(i_{Red} \cdot i_{Pol} \cdot i_{VSF})^2 \eta_{Total}} \right] \ddot{\varepsilon}_1 = \Gamma_{Mot} - \frac{F_{Emb}}{i_{Red} \cdot i_{Pol} \cdot i_{VSF} \cdot \eta_{Total}} \quad (\text{Eq. 7.1})$$

$$\ddot{\varepsilon}_1 = \ddot{x} \cdot i_{Red} \cdot i_{Pol} \cdot i_{VSF} \quad (\text{Eq. 7.2})$$

Γ_1 Arrencada per fer pre-pressió

Encara que el material es considera incompressible, la veritat es que quan es duu a terme la pre-pressió, el material es comprimeix una mica, amb el conseqüent desplaçament del èmbol. Degut a la gran varietat de materials d'aplicació, cal suposar una compressió dins el cilindre de material. S'ha pres una compressió inicial equivalent a un desplaçament de 3 mm del èmbol del dosificador.

Tenint en compte que es suposa un moviment uniformement accelerat i amb l'ajut de l'equació del moviment del sistema mecànic es pot calcular el pic de parell 1.

En aquest punt es suposa un perfil de velocitats triangular per èmbol, i que dels 3 mm que es comprimeix el material, la meitat es destina a l'acceleració, i l'altra meitat a la frenada, que es duta a terme per la força deguda a la pressió dins el cilindre, ja que al existir l'acoblament entre vis sens fi i èmbol, el motor no el pot frenar.

Si es considera, per ser més generosos en el dimensionat del motor, que la pressió dins el cilindre de material es constant durant tota l'acceleració i frenada de èmbol, amb l'ajut de les (Eq. 7.1) i (Eq. 7.2), i amb les equacions conegudes del moviment uniformement accelerat i tenint en compte una distancia d'acceleració de 1.5 mm, es pot calcular el temps d'arrencada per un parell motor determinat. En els serbomotors, aquests van a parell màxim en l'arrencada dels mateixos si no se'ls limita, donant parells molt alts en relació al parell nominal.

Γ_2 Arrencada per fer pre-pressió

Després del pic de parell inicial necessari per accelerar les masses desplaçades i comprimir el material dins el cilindre d'aplicació, el motor cal que mantingui la pressió dins el dosificador, tot donant parell a velocitat zero. Vista des de els elements rodolants, aquesta situació es veu com a estàtica, no tenint efecte sobre el càlcul de la vida dels diferents elements, però en el cas del motor es diferent, ja que el motor si que treballa per mantenir la pressió constant dins el cilindre, tot escalfant els bobinats. Aquesta escalfor cal tenir-la en compte a l'hora de buscar el parell mitja de cicle proporcionat pel motor.



També cal veure que aquest parell necessari a velocitat zero sigui inferior al que pot proporcionar el motor, ja que si el parell necessari es superior al que dona el motor, el dosificador al arribar a la posició de pre-pressió, i apliqui el parell màxim a velocitat zero, es veurà superat per la força que li arriba del cilindre i no podrà mantenir la pressió al nivell desitjat.

Γ_3 Arrencada aplicació

Un cop arriba la senyal per començar l'aplicació, s'engega el motor, i cal tornar a accelerar l'èmbol i tot el producte d'aplicació fins a la velocitat adequada. Per tant el motor tornarà a anar a parell màxim per vèncer les inèrcies i les pressions necessàries per dur a terme l'aplicació. Per tant, es podrà tornar a calcular un temps d'acceleració per a un parell motor determinat.

Γ_4 Parell d'aplicació

Aquest es el parell necessari en estat estacionari degut a la pressió d'aplicació i a les pèrdues mecàniques del mecanisme. Aquest parell es igual a l'anterior sense tenir en compte les inèrcies degudes a l'arrencada.

Γ_5 Parell recàrrega

Encara que el dosificador es recarrega per la pressió que rep de la bomba i per la presència del trinquet que desconnecta el motor del vis sens fi durant la recàrrega, el cert es que durant la recàrrega, el motor es fa girar en el mateix sentit que el vis sens fi i d'aquesta manera s'aconsegueix recarregar amb menys pressió. Per tant el motor dóna el parell necessari per vèncer les resistències passives i les arrencades dels elements que van des de el motor fins el trinquet. En aquest cas, se suposarà un valor constant del parell motor per aquesta part del cicle.

Un cop es coneixen els parells de cada part del cicle, es pot passar al càlcul del parell mitjà de cicle segons l'(Eq. 7.3). El parell motor mitjà es calcula tenint en compte els temps en que actua cada nivell de parell en el motor, i després es divideix pel temps total de cicle, tot obtenint un parell amittjanat en tot el cicle. Aquest parell cal que sigui inferior al parell nominal donat segons el servei de treball del motor a la velocitat requerida, d'aquesta manera el motor pot evacuar la calor excedent dels debanats generada a causa dels pics de parell requerits en alguns punts del cicle.

$$\bar{\Gamma}_M = \sqrt[3]{\frac{\sum_{i=1}^5 \Gamma_i^3 \cdot t_i}{t_{\text{cicle}}}} \quad (\text{Eq. 7.3})$$



Dins els casos de carrega presentats en el punt A.5, el motor cal que sigui capaç de treballar en regim estacionari i ha de ser capaç de donar els parells d'arrencada en els transitoris. Si observem la Fig. 5.1, es veu que les pressions mes altes d'aplicació i per tant on el motor haurà de treballar mes intensament es donen per una instal·lació amb mànega de 1/2", i una boquilla de 1.5 mm, quan la viscositat es de 500 Pa.s. Per tant si el motor es capaç de treballar en aquestes condicions també ho farà correctament en la resta de casos, ja que les inèrcies son iguals per tots els casos i velocitats d'aplicació. Per tant de les (Eq. 7.1) i (Eq. 7.2) i tenint en compte moviment uniformement accelerat s'obté la Taula 7.1.

Caudal (cc/s)	Γ_1 (Nm)	t_1 (s)	Γ_2 (Nm)	Γ_3 (Nm)	t_3 (s)	Γ_4 (Nm)	Γ_M (Nm)	$\Gamma_{\text{Recàrrega}}$ (Nm)	w_{motor} (rpm)	ED_{Motor} (%)
1	1.8	0.0323	0.0183	1.8	0.0006	0.017	0.046	0.05	639	71
2	1.8	0.0325	0.0394	1.8	0.0011	0.037	0.062	0.05	1278	44
3	1.8	0.0327	0.0631	1.8	0.0017	0.06	0.078	0.05	1918	39
4	1.8	0.0329	0.0894	1.8	0.0023	0.085	0.095	0.05	2557	37
5	1.8	0.0332	0.1184	1.8	0.003	0.113	0.113	0.05	3196	35
6	1.8	0.0335	0.1501	1.8	0.0036	0.143	0.133	0.05	3835	34
7	1.8	0.0339	0.1845	1.8	0.0043	0.176	0.156	0.05	4475	33
8	1.8	0.0343	0.2215	1.8	0.0051	0.211	0.18	0.05	5114	32
9	1.8	0.0347	0.2612	1.8	0.0058	0.249	0.207	0.05	5753	32
10	1.8	0.0352	0.3036	1.8	0.0066	0.289	0.236	0.05	6392	31
11	1.8	0.0358	0.3486	1.8	0.0075	0.332	0.266	0.05	7031	31
12	1.8	0.0364	0.3963	1.8	0.0085	0.377	0.298	0.05	7671	30
13	1.8	0.037	0.4467	1.8	0.0095	0.425	0.333	0.05	8310	30
14	1.8	0.0378	0.4998	1.8	0.0106	0.476	0.369	0.05	8949	30

Taula 7.1 Taula parells motors. Cas aplicació amb mànega 1/2", boquilla 1.5 mm i viscositat 500 Pa.s

La taula anterior recull els parells descrits anteriorment, i els seus valors per la instal·lació indicada. Per als parells Γ_1 i Γ_3 es calcula el temps d'arrencada del sistema per al parell màxim que pot donar el motor tenint en compte moviment uniformement accelerat. També es dona a quina velocitat gira l'eix del motor pel cabal indicat.

Tots els càlculs de parells s'efectuen mitjançant la fulla de càlcul Excel indicada en el resum d'aquest annex.

Tal i com es comenta a la memòria, en el capítol corresponent, el motor utilitzat es un serbomotor síncron de la gamma IndraDyn S Synchronous Motors MSK de la casa Indramat.



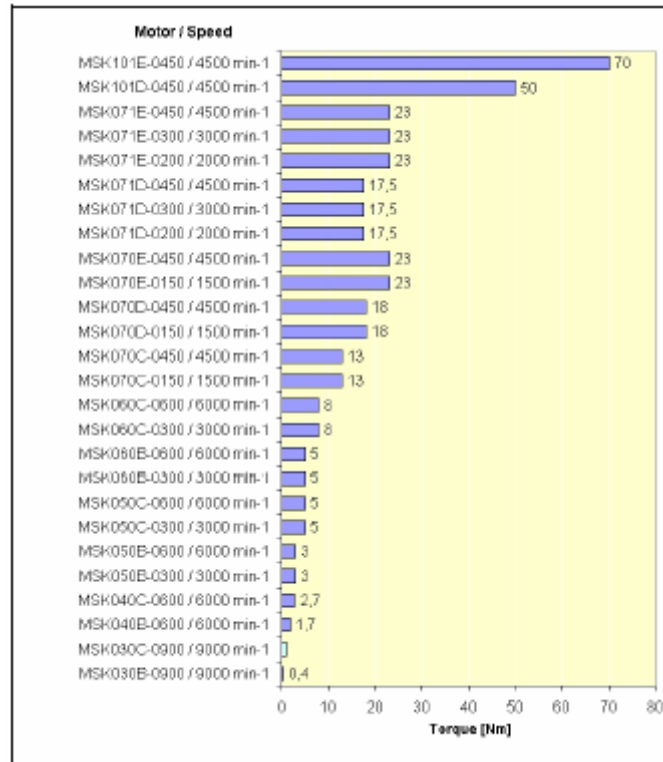


Fig. 7.2 Espectre de potències per la gamma MSK de la casa Indramat.[8]

La Fig. 7.2 mostra una figura extreta del catàleg d'Indramat, i en ella s'hi veu els parells nominals juntament amb les revolucions màximes a les que pot girar el motor. Si es fa cas de la Taula 7.1, es veu que el motor més petit de la gamma té un parell nominal de 0.4 Nm, superior al requerit en la nostra aplicació. Per tant el motor escollit serà un Indramat MSK030B.

La Fig. 7.3 mostra la característica mecànica del motor seleccionat per a l'aplicació. En ella s'hi veuen tres corbes. La marcada com 1,2,3,4 és la corresponent al parell màxim que pot donar el motor durant 400 ms, i solament es fa servir de la corrent màxima que proporciona el drive del motor que es fa servir en aplicació, en aquest cas el drive permet donar parells de fins a 1.8 Nm.



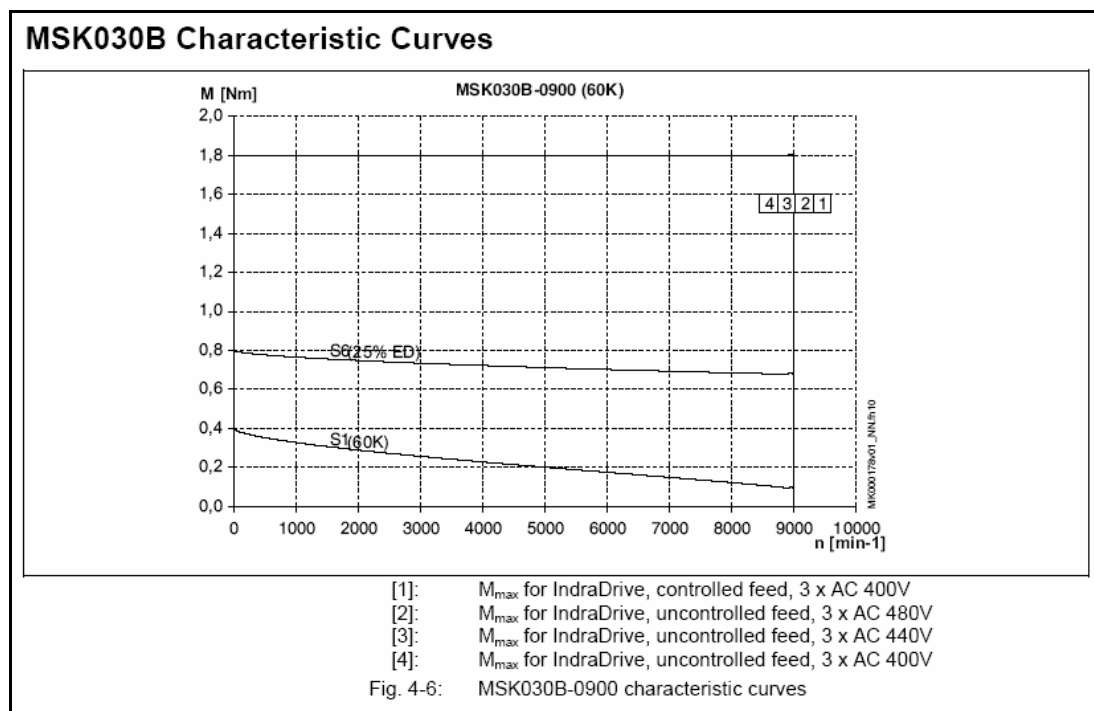


Fig. 7.3 Característica mecànica del motor

La corba S1 indica un servei continu de la màquina, es a dir, amb un ED del 100 %. L'ED es un factor que indica la utilització del motor dins el cicle de treball total i en la nostra aplicació ve tabulat a la última columna de la Taula 7.1. Cal destacar que en el cas d'un dosificador, el temps de cicle total es el temps de cicle de la línia a on va instal·lat, ja que tot dosificador treballant ell sol podria tenir un ED del 100 %, però a la realitat, tot dosificador va inserit dins una instal·lació major, la qual es la qui mana en quant a temps cicle. En el present PFC, el temps de cicle de la línia s'ha suposat el temps aplicació, mes trenta segons per cadascun dels casos.

La corba indicada com S6 representa un servei intermitent, amb un ED del 25 %. De l'observació de la Fig. 7.3 es veu que al motor se li pot extreure molt més parell si es deixa refredar suficient temps entre cicles de treball.

Dels resultats de la Taula 7.1 i de la característica mecànica del motor que equipa al dosificador, es veu que aquest es suficient en tots els casos i pot aportar el parell necessari en cada cas sense perill de que es cremin els debanats del motor.

Un últim punt que cal tenir en compte sempre que es selecciona un serbomotor, per tal que el drive pugui dur a terme una correcta regulació del parell i de la velocitat, es que



la inèrcia reduïda sobre l'eix motor, descomptant la pròpia inèrcia del motor, ha de ser com a màxim 5 vegades la inèrcia del propi motor.

$$\frac{I_{\text{REMSM}}}{I_{\text{Motor}}} \leq 5 \quad (\text{Eq. 7.4})$$

$$\frac{0.2 \times 10^{-5}}{1.3 \times 10^{-5}} = 0.15 \quad (\text{Eq. 7.5})$$

Per tant, si a la inèrcia reduïda de tot el mecanisme sobre l'eix motor, se li resta la inèrcia del motor i es divideix per la mateixa inèrcia restada, s'obté el resultat mostrat en l'(Eq. 7.5), clarament inferior al límit marcat per les indicacions del fabricant del motor.



A.8. Càlcul cintes guia de èmbol

Tal i com es comenta en el corresponent capítol de la memòria, s'han fet servir dues cintes guies de la casa Busak+Shamban per dur a terme el guiatge del èmbol del dosificador, i evitar que les parts del cilindre i del èmbol tinguin contacte directe. En teoria, sobre les cintes guies no hi hauria d'actuar cap tipus de carrega radial, ja que les carregues que actuen sobre èmbol tenen direcció axial. Però tal i com es comenta en la memòria i en punts anteriors, es possible que les carregues es descentrin del eix teòric del èmbol i llavors generin unes reaccions radials sobre les cintes..

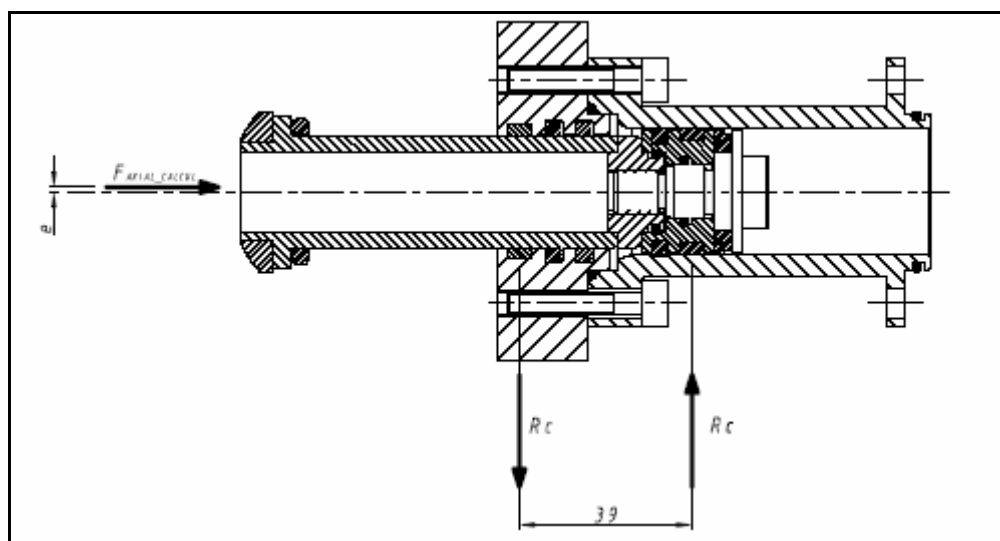


Fig. 8.1 Reaccions sobre les cintes

A la Fig. 8.1 es veuen les reaccions que actuen sobre les cintes guia per al dosificador de 25 cc. L' (Eq. 8.1) dona el valor de R_c en funció de la separació entre cintes guia. Aquesta pot variar entre els 39 mm en la posició de ple, i 79 mm i 120 mm en la posició de buit per un dosificador de 25 i 50 cc respectivament. Si prenen la força deguda a 150 bar,

$$R_c = \frac{F_{Axial} \cdot e}{L_c} = \frac{9800 \cdot 1}{39} = 250 \text{ N} \quad (\text{Eq. 8.1})$$

Per calcular quina ha de ser l'amplada de la cinta guia, cal seguir les recomanacions del fabricant, i en el seu catàleg [9] ens dóna la següent expressió:



$$T = \frac{R_{CG} \cdot 2}{\phi_{Cil} \cdot P_{Rad}} = \frac{250 \cdot 2}{28 \cdot 10} = 1.8 \text{ mm} \quad (\text{Eq. 8.2})$$

De l'equació anterior es dedueix que les cintes guia son suficients al tenir aquestes 5.6 mm d'amplada.



A.9. Peces de fabricació

Degut al fet que el dosificador es un element que treballa a alta pressió, cal prestar atenció a certes peces per comprovar el seu correcte funcionament i durabilitat.

La primera peça que s'analitzarà serà el cilindre de material, i els cargols que la subjecten. Posteriorment es comprovarà la canya del vis sens fi en l'encastament.

A.9.1. Cilindre de material

Les càrregues més importants que actuen sobre el cilindre de material, peça 0001PF0021_00, són la pressió interna del material dins el cilindre, i degut al fet que el conjunt del dosificador és ancorat per la brida inferior d'aquesta peça, també es transmet la reacció del parell de sortida del reductor, ja que la reacció d'aquest passa per totes les peces estructurals del dosificador fins arribar al cilindre de material i posteriorment al suport exterior, el qual no es objecte d'aquest projecte.

Altres forces que també es transmeten per aquesta peça fins al suport són el pes propi de tot el conjunt del dosificador i el parell reacció degut també al pes propi. Aquesta força i parell no es tindran en compte en aquest estudi al considerar-se negligibles davant l'efecte dels altres esforços.

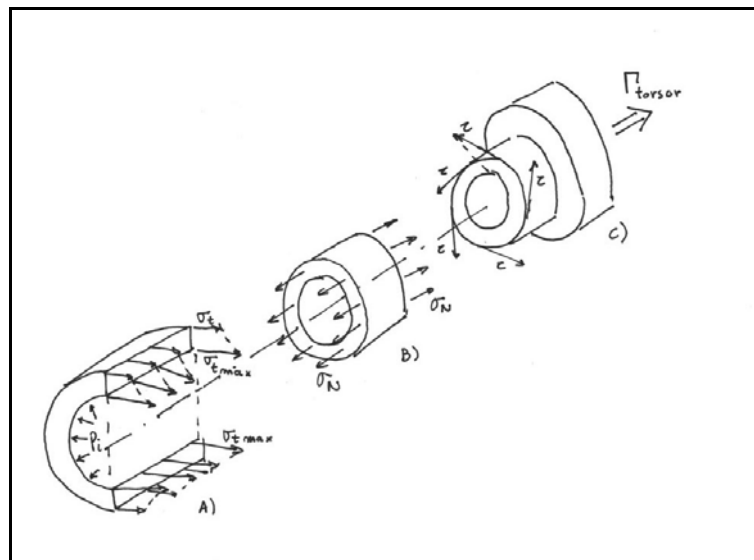


Fig. 9.1 Esquema d'esforços sobre el cilindre aplicació



Cal remarcar que el present càlcul del cilindre cal efectuar-lo a fatiga, per tant en el present PFC, enlloc de disminuir la resistència del material en una secció donada, el que es farà serà calcular un esforç màxim majorat per el coeficient d'esforç a fatiga K_f , d'aquesta manera amb una sola representació de la línia de Goodman corresponent al material, es podran calcular diferents situacions de fatiga.

La secció d'estudi serà la secció A de la Fig. 9.2, i mes concretament els seus dos punts 1 i 2. S'escull estudiar aquesta secció degut al fet que per la brida propera a la secció A es colla el dosificador al seu suport.

El material de la peça es 42CrMo4, i es prenen els valors de $R_B=900$ MPa i $R_s=780$ MPa.[13]

Es considerarà que la peça ha de tenir vida infinita a fatiga. Encara que en el punt A.6.3 s'ha deduït que la pressió màxima admissible per tal de que els rodaments aguantin dos anys de producció es de 165 bar, en aquest punt, degut al fet que es considera que una fallada de la mateixa portaria a una situació catastròfica, es pren com a pressió màxima de càlcul 250 bar i mínima la corresponent a la pressió de recarrega, que com s'ha pres en punts anteriors es igual a 15 bar. Es considera que una fallada del cilindre comporta una situació catastròfica degut al fet que aquesta peça es l'anclatge del dosificador, i si el dosificador caigués en producció dins l'estació de treball, podria danyar les pròpies peces de producció o fins i tot altres equips com robots o sistemes de visió artificial.

A.9.1.1. Esforços deguts a la pressió interna

La pressió interna del cilindre generarà tres tipus d'esforços. Es generarà un esforç normal paral·lel a l'eix del cilindre, un altre de transversal, perpendicular a l'eix, i un tercer radial a la cara interna.

L'esforç transversal màxim es dona en el diàmetre interior del cilindre del dosificador, tal i com es mostra en la Fig. 9.1 cas a). Segons Niemann [10], la tensió màxima pot ser calculada per l'(Eq. 9.1). Com que aquesta tensió es lineal amb la pressió de càlcul, dins un cicle presentaria una evolució temporal com la mostrada per la pressió en la Fig. 7.1. Per tant aquest esforç transversal, es pot considerar com un esforç fluctuant en el temps, on per el càlcul a fatiga, només interessin els seus valors màxim i mínim.

Si es presta atenció a l'(Eq. 9.1), es veu que la tensió mitjana es veu afectada per un factor intensificador de les tensions igual a q , aquest es recomanat per Niemann. La tensió en el diàmetre exterior del cilindre, serà igual a la tensió calculada en l' (Eq. 9.1) sense tenir en compte q , i per tant, aquesta serà igual a la tensió mitjana en la secció.



$$\sigma_t = q_1 \cdot \frac{P_{\text{Calcul}}}{\frac{\phi_{\text{ECilindre}}}{\phi_{\text{ICilindre}}} - 1} \quad (\text{Eq. 9.1})$$

$$q_1 = \frac{1 + \left(\frac{\phi_{\text{ECilindre}}}{\phi_{\text{ICilindre}}} - 1 \right)^2}{\left(\frac{\phi_{\text{ECilindre}}}{\phi_{\text{ICilindre}}} - \frac{\phi_{\text{ICilindre}}}{\phi_{\text{ECilindre}}} \right)} \quad (\text{Eq. 9.2})$$

Per tant, per al punt 1, amb $q=1$,

$$\begin{aligned} \sigma_{t\text{Max}1} &= 70 \text{ MPa} & \sigma_{tm1} &= 37.1 \text{ MPa} \\ \sigma_{t\text{Min}1} &= 4.2 \text{ MPa} & \sigma_{ta1} &= 32.9 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (\text{Eq. 9.3})$$

i per al punt 2, amb $q=1.81$,

$$\begin{aligned} \sigma_{t\text{Max}2} &= 126.7 \text{ MPa} & \sigma_{tm2} &= 67.15 \text{ MPa} \\ \sigma_{t\text{Min}2} &= 7.6 \text{ MPa} & \sigma_{ta2} &= 60 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (\text{Eq. 9.4})$$

L'esforç normal es calcula segons l'(Eq. 9.5), i es l'esforç degut a la reacció de la resultant de la pressió sobre èmbol i sobre el suport on es colla el dosificador. El diagrama a) de la Fig. 9.1 mostra el diagrama del cos lliure per un tros del cilindre sotmès a aquesta sollicitació. Al igual que la tensió transversal, en aquest cas la tensió també tindrà una evolució temporal proporcional a la pressió interna del cilindre, tot passant d'una tensió màxima a una mínima. Es tindrà en compte el corresponent coeficient intensificador de la tensió per cada punt en concret.

$$\sigma_N = K_{f1} \frac{\phi_{\text{ICilindre}}^2 \cdot P_{\text{Calcul}}}{\phi_{\text{ECilindre}}^2 - \phi_{\text{ICilindre}}^2} \quad (\text{Eq. 9.5})$$

Per al punt 1, el canvi de secció provoca una concentració d'esforços, mentre que per al punt 2 no se'n considerarà. Per tant per a les característiques indicades abans per l'acer, i un radi d'entalla de 0.5 mm, queda un factor q de sensibilitat a l'entalla de 0.8, i segons la bibliografia referent a fatiga[14], es te un $K_t=2.6$ que implica un K_{f1} per al punt 1 de 2.28.



Per tant, el punt 1 queda com,

$$\begin{aligned} \sigma_{NMax1} &= 67.7 \text{ MPa} & \sigma_{Nm1} &= 35.8 \text{ MPa} \\ \sigma_{NMin1} &= 4.06 \text{ MPa} & \sigma_{Na1} &= 31.8 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (\text{Eq. 9.6})$$

i el punt 2,

$$\begin{aligned} \sigma_{NMax2} &= 29.7 \text{ MPa} & \sigma_{Nm2} &= 15.75 \text{ MPa} \\ \sigma_{NMin2} &= 1.78 \text{ MPa} & \sigma_{Na2} &= 13.95 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (\text{Eq. 9.7})$$

L'esforç radial sobre la cara interna es la reacció de la pròpia pressió radialment a la superfície. Molts autors desprecien aquest esforç vers els altres dos [11], cosa que també es farà en el present treball.

A.9.1.2. Parell reacció

El parell torsor reacció del reductor que es transmet pel cilindre de material, provoca una tensió tallant tal i com s'il·lustra en el diagrama c) de la Fig. 9.1. El parell genera una tensió tallant màxima en el diàmetre exterior del cilindre de material.

El parell de càlcul serà el corresponent al màxim parell en aplicació, Γ_4 de la Taula 7.1, multiplicat per la relació de transmissió del reductor i un factor que intenta tenir en compte els pics de parell en les arrencades de 1.3, tot quedant un parell de càlcul de 13.6 Nm.

El valor de la tensió tallant es pot calcular per l'(Eq. 9.8) per qualsevol radi. Cal parar compte a utilitzar el K_{f2} correcte per els punts indicats en la Fig. 9.2 a la secció crítica A.

$$\tau_{\text{torsio}} = K_{f2} \frac{32 \cdot \Gamma_{\text{Torsor}} \cdot r}{\pi \cdot (\phi_{\text{ECilindre}}^4 - \phi_{\text{ICilindre}}^4)} \quad (\text{Eq. 9.8})$$

El punt 1 de la secció A es troba en el diàmetre exterior en un canvi de secció, per tan cal buscar el coeficient adequat, en aquest cas, $q=0.9$ i $K_{ts}=2.8$ [15], per tant $K_{f2}=2.62$. Amb això, el punt 1 queda,

$$\begin{aligned} \tau_{Max1} &= 4.68 \text{ MPa} & \tau_{m1} &= 2.34 \text{ MPa} \\ \tau_{Min1} &= 0 \text{ MPa} & \tau_{a1} &= 2.34 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (\text{Eq. 9.9})$$



El punt 2 no es veu afectat per el coeficient intensificador, per tant,

$$\begin{aligned} \tau_{\text{Max}2} &= 1.8 \text{ MPa} & \tau_{\text{m}2} &= 0.9 \text{ MPa} \\ \tau_{\text{Min}2} &= 0 \text{ MPa} & \tau_{\text{a}2} &= 0.9 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (\text{Eq. 9.10})$$

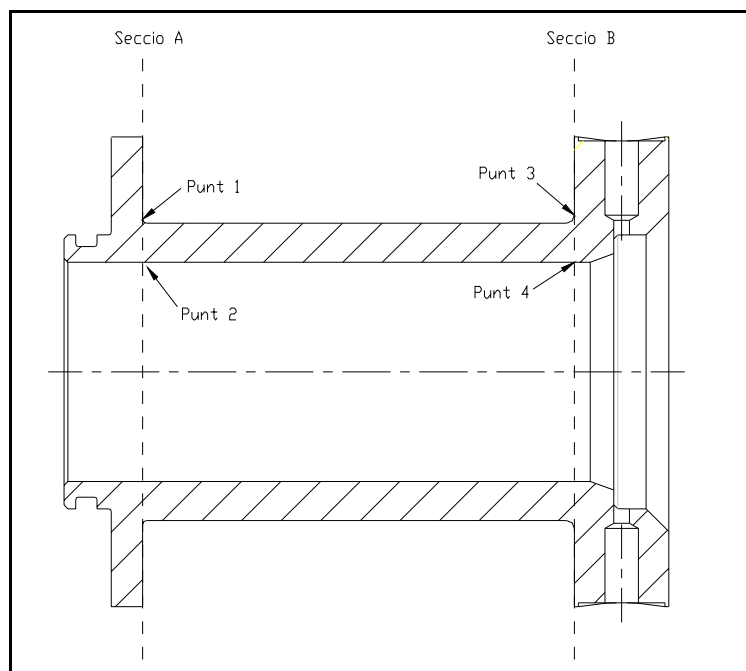


Fig. 9.2 Seccions crítiques dins el cilindre de material.

A.9.1.3. Tensions equivalents

Segons la teoria de màxima distorsió[16], les tensions equivalents mitges i alternes, es poden calcular com,

$$\sigma_{\text{Em}_i} = \left(\sigma_{\text{tmi}}^2 + \sigma_{\text{Nmi}}^2 - \sigma_{\text{tmi}} \cdot \sigma_{\text{tmi}} + 3\tau_{\text{mi}}^2 \right)^{1/2} \quad (\text{Eq. 9.11})$$

$$\sigma_{\text{Ea}_i} = \left(\sigma_{\text{tai}}^2 + \sigma_{\text{Nai}}^2 - \sigma_{\text{tai}} \cdot \sigma_{\text{tai}} + 3\tau_{\text{ai}}^2 \right)^{1/2} \quad (\text{Eq. 9.12})$$

I tenint en compte els valors calculats en el punt anterior, es te,



$$\begin{aligned} \sigma_{Em1} &= 37.6 \text{ MPa} & \sigma_{Ea1} &= 32.6 \text{ MPa} \\ \sigma_{Em2} &= 60.8 \text{ MPa} & \sigma_{Ea2} &= 54.4 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (\text{Eq. 9.13})$$

Un cop es tenen les tensions equivalents en els punts 1 i 2 de la secció crítica, es pot passar a representar la corresponent línia de Goodman. Ara, el límit de fatiga es calcularà segons l'(Eq. 9.14), al ja haver incorporat els coeficients concentradors de tensions en el càlcul de les mateixes en funció del punt escollit.

$$S_f = k_1 \cdot k_d \cdot k_s \cdot S'_f = 0.6 \cdot 0.85 \cdot 0.7 \cdot 0.5 \cdot 900 = 160 \text{ MPa} \quad (\text{Eq. 9.14})$$

Per tant per al material i la secció, es pot dibuixar la línia de Goodman mostrada en la Fig. 9.3, i s'hi poden representar els punts calculats en l'(Eq. 9.13), indicats per P1 i P2.

Un cop es tenen representats els punts en el diagrama, es comprova que els dos punts cauen per sota de la línia vermella. Per tant, si per el cas de carrega mes gran a que ha de suportar el dosificador aquest aguanta, implica que per la resta d'aplicacions el cilindre es suficient. Per tant, només queda calcular quin es el factor de seguretat en els dos punts estudiats. Els coeficients es poden calcular per mesura directa en la figura segons les (Eq. 9.15) i (Eq. 9.16), i es veu que son suficients per aplicació.

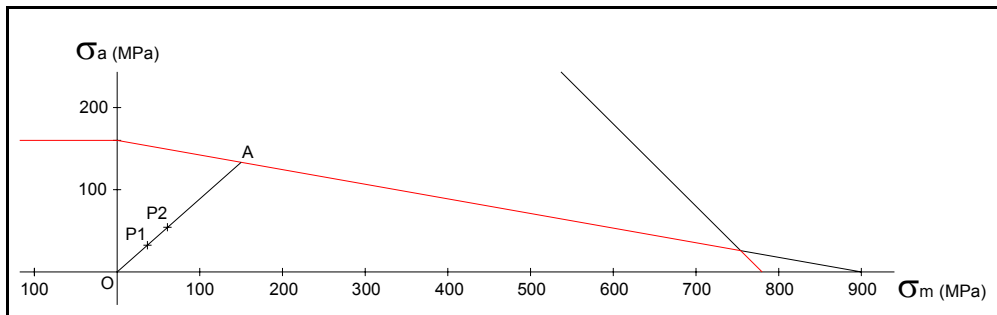


Fig. 9.3 Línia de Goodman indicant els punts d'estudi. Tensions en MPa

$$C_{s1} = \frac{\overline{OA}}{\overline{OP_1}} = 4 \quad (\text{Eq. 9.15})$$



$$C_{S2} = \frac{\overline{OA}}{OP_2} = 2.45 \quad (\text{Eq. 9.16})$$

A.9.1.4. Càlcul dels cargols de subjecció

Degut a que un dosificador es un recipient a pressió, cal calcular quins cargols s'utilitzaran per tal de collar el dosificador al seu suport i per mantenir el cilindre de material contra la brida que ajunta el cilindre amb la resta del dosificador.

Primerament, caldrà pre-dimensionar la unió, i posteriorment comprovar que sigui suficient.

Segons les recomanacions de Niemann[17], i tenint en compte que es faran servir 6 cargols per collar el cilindre del dosificador de qualitat 8.8 i una pressió de càlcul de 250 bar, s'obté,

$$A_{\text{Min}} = \frac{2 \cdot F_B}{0.7 \cdot R_S} = \frac{2 \cdot 2565}{0.7 \cdot 640} = 11.45 \text{ mm}^2 \quad (\text{Eq. 9.17})$$

Si es busca en una taula de cargols, es veu que tant els M5 com els M6 podrien anar be. Per ser generosos, es seleccionen cargols de M6.

La rigidesa de la brida que queda justament sota el cargol, es pot calcular segons,

$$c_f = \frac{E \cdot \pi \cdot \left(\left(\phi_{\text{Cap}} + \frac{h}{2} \right)^2 - \phi_{\text{Forat}}^2 \right)}{4 \cdot h} \quad (\text{Eq. 9.18})$$

I col·locant les dades geomètriques de les brides, s'obté,

$$\begin{aligned} c_{fA} &= 5087250000 \text{ N/m} \\ c_{fB} &= 4380250000 \text{ N/m} \end{aligned} \quad (\text{Eq. 9.19})$$

on els subíndex indiquen a quina secció corresponen de la Fig. 9.2.



$$\frac{1}{c_s} = \frac{1}{E} \left(\frac{h}{A_{\text{Cargol}}} + \frac{1}{\phi_{\text{Cargol}}} \right) \quad (\text{Eq. 9.20})$$

Segons Niemann, la rigidesa dels cargols, es pot calcular segons l'(Eq. 9.20), i tenint en compte una longitud dels cargols de 20 i 30 per a la secció A i B respectivament, es te,

$$\begin{aligned} c_{sA} &= 467072721 \text{ N/m} \\ c_{sB} &= 355281948 \text{ N/m} \end{aligned} \quad (\text{Eq. 9.21})$$

Quan es coneixen les rigideses de les peces i dels cargols es pot passar a calcular la relació de forces en la unió.

$$c_K = \frac{1}{1 + \frac{c_f}{c_s}} \quad (\text{Eq. 9.22})$$

$$\begin{aligned} c_{KA} &= 0.084 \\ c_{KB} &= 0.075 \end{aligned} \quad (\text{Eq. 9.23})$$

Els resultats de l'(Eq. 9.23) cal modificar-los per intentar tenir en compte el punt d'aplicació de les forces dins de la unió, segons Niemann,

$$\begin{aligned} c'_{KA} &= 0.5 \cdot 0.084 = 0.042 \\ c'_{KB} &= 0.5 \cdot 0.075 = 0.0375 \end{aligned} \quad (\text{Eq. 9.24})$$

Per calcular la força de tensat en la unió, cal conèixer quina es la força deguda a l'assentament en la unió, com que la unió esta formada per dues juntures, l'assentament degut als cargols i a les superfícies serà de 11µm, per tant la força de tensat que es perdrà serà,

$$\Delta F_V = \delta_x \cdot c_K \cdot c_f \quad (\text{Eq. 9.25})$$



$$\begin{aligned}\Delta F_{VA} &= 4700 \text{ N} \\ \Delta F_{VB} &= 3617 \text{ N}\end{aligned}\quad (\text{Eq. 9.26})$$

$$F_V = \alpha_A [F_{\text{Rem}} + F_B (1 - c'_K) + \Delta F_V] \quad (\text{Eq. 9.27})$$

$$\begin{aligned}F_{VA} &= 10300 \text{ N} \\ F_{VB} &= 8800 \text{ N}\end{aligned}\quad (\text{Eq. 9.28})$$

La força de tensat en unió es pot calcular segons l'(Eq. 9.27), on es tindrà en compte una força remanent en unió després d'aplicar la carrega de servei de 200 N i un factor de collada de 1.4. Els resultats es mostren a l'(Eq. 9.28). En la bibliografia es poden trobar taules amb les forces de tensió màximes segons el tipus de cargol. Prenent un coeficient de fricció de 0.1, la força màxima de tensió per un cargol de M6 es de 9750 N, corresponent a un parell d'apretada de 8 Nm. Es veu que la força de tensat necessària en la brida A es lleugerament superior a la que pot donar el cargol, però tenint en compte que la pressió de càlcul esta majorada respecte la pressió de servei, es preveu que la unió es suficient.

Per tant els cargols que subjecten el cilindre de material s'hauran de collar a 8 Nm amb una clau dinamomètrica.

Ara cal comprovar el comportament a fatiga de unió. Niemann recomana la següent expressió,

$$\frac{c_K \cdot F_B}{A_{\text{Cargol}}} < 0.1 \cdot R_S \quad (\text{Eq. 9.29})$$

Per tant,

$$\begin{aligned}A & 7.6 \text{ MPa} < 64 \text{ MPa} \\ B & 6.8 \text{ MPa} < 64 \text{ MPa}\end{aligned}\quad (\text{Eq. 9.30})$$

Com que segons Niemann la unió esta ben dimensionada a fatiga, es buscarà quin serà el coeficient de seguretat en les dues brides. Per fer-ho cal buscar a les taules de la bibliografia quina es la tensió alterna màxima que pot aguantar el cargol i compararla amb la sofisticació alterna.



$$S_D = \frac{\sigma_A \cdot 2}{c_K \cdot F_B} \quad (\text{Eq. 9.31})$$

$$\begin{aligned} S_{DA} &= 13 \\ S_{DB} &= 14.7 \end{aligned} \quad (\text{Eq. 9.32})$$

Es veu que els coeficients calculats en l'(Eq. 9.32) son suficients per l'aplicació.

Per tant la unió es durà a terme amb 6 cargols de M6 en cadascún dels costats del cilindre de material. Per la brida A de la Fig. 9.2 els cargols tindran una longitud de 20 mm, i els de la brida B 30 mm. Caldrà collar-los en els dos casos fins un parell de 9 Nm.

A.9.2. Espiga vis sens fi

En els punts A.6.1 i A.6.2 es du a terme la selecció i el càlcul de la vida del cargol del vis sens fi i de la seva femella. En aquest punt es portarà a terme el càlcul a fatiga de l'espiga del cargol que acciona la femella.

Les Fig. 9.4 i Fig. 9.6 mostren un esquema del eix del vis sens fi i els moments a que esta sotmès el mateix. En el punt A.6.3, s'ha vist que l'eix del vis sens fi, esta empotrat per un costat amb dos rodaments que li fan el guiat, i per una secció situada entre els dos rodaments, es transmet la força deguda a la corretja que acciona el vis sens fi. Per l'altre costat, la femella rep la reacció de la pressió de forma excèntrica, tal i com es mostra en la Fig. 6.2.

Degut al fet que la gamma de dosificadors equipa dos models de vis sens fi, cal dur a terme el càlcul a fatiga de les dues espigues, ja que els materials amb que estan fabricats els cargols dels vis sens fi son diferents així com també ho son les carregues. El que es comú a tots dos cargols, es la forma general dels diagrames de moments mostrats en les Fig. 9.4 i Fig. 9.6, mentre que els valors concrets dels mateixos, depèn de les càrregues aplicades sobre el mateix.

L'espiga del vis sens fi esta afectada en tots casos per dos moments flectors, el M_{f1} és el parell degut a la possible excentricitat de la força reacció de la pressió interna del cilindre sobre l'èmbol del dosificador, i el M_{f2} degut a la força de la corretja. Aquest dos moments flectors es sumen en el pitjor cas, tot donant el parell flector M_f . Aquest parell flector total es considera que actua de forma alterna.



Dins l'espiga del vis sens fi, es troben dues seccions sospitoses de produir fallada a fatiga, les seccions A i B.

En la secció A el parell flector total es màxim i existeix un xaveter on s'intensifiquen les tensions sofertes. Per tant s'han d'analitzar els punts P1 i P2 mostrats en les Fig. 9.4 i Fig. 9.6, un corresponent al xaveter del cub i un altre corresponent al xaveter del eix. Els corresponents factors intensificadors de les tensions han estat extrets de la literatura tècnica[21].

En la secció B tots el punts del diàmetre exterior de l'espiga son crítics.

A.9.2.1. Càlcul espiga SKF SRC15x5R

El cargol d'aquest vis sens fi esta fabricat del mateix material que el cilindre de material, i aquest es 42CrMo4 amb $R_B=900$ MPa i $R_s=780$ MPa.[13]

La pressió de càlcul per aquest eix es, segons les limitacions trobades en punts anteriors, de 160 bar.

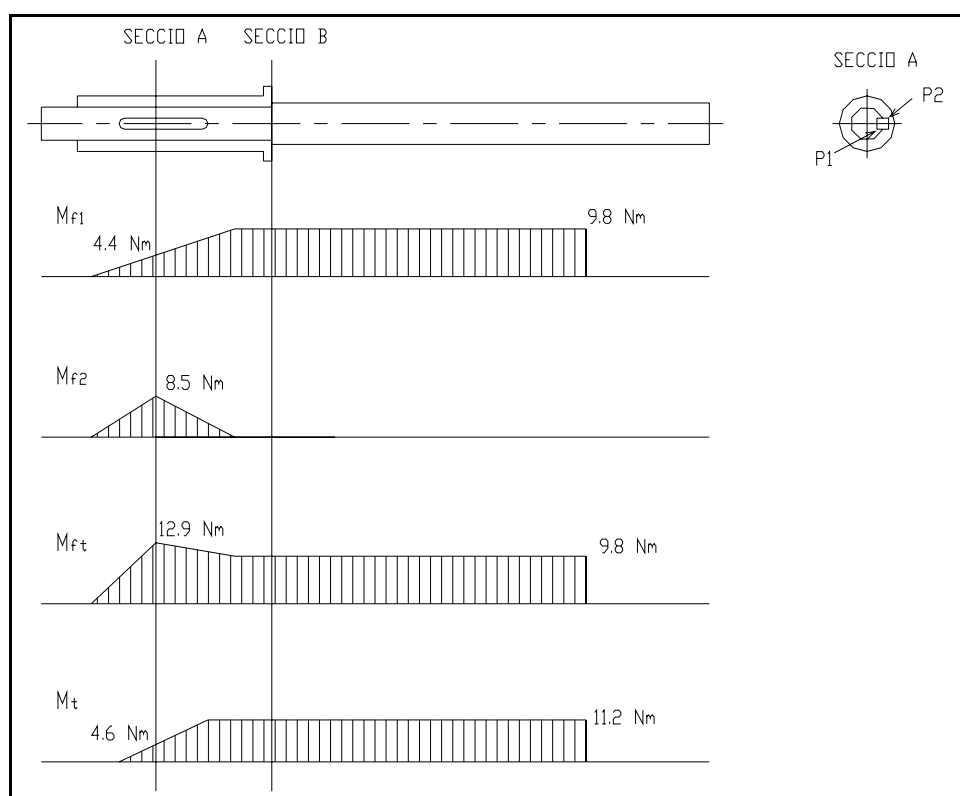


Fig. 9.4 Diagrama de moments per al vis sens fi SKF



Per tant la força axial reacció de la pressió, tindrà un valor de 9852 N. Aquesta es la força màxima que aguantarà el vis sens fi en un cicle. La força mínima serà la corresponent a quan el dosificador es queda amb pressió residual després de la recàrrega, però en aquest treball es considera que es 0.

El parell flector que actua en el cargol del vis sens fi es la força axial multiplicada per l'excentricitat màxima deguda al acoblament. Aquesta es d'un mil·límetre, mentre que el parell flector generat es de 9.8 Nm.

La força de la corretja es calcula segons (Eq. 6.6) amb les dades corresponents, i s'obté que la força aproximada màxima es de 670 N. El parell flector en la secció A degut a aquesta força es 8.5 Nm.

El parell torsor que es transmet per l'espiga del vis sens fi es igual a la força de la corretja multiplicada per el radi primitiu de la politja conduïda. Per tant el parell torsor transmès total es 11.2 Nm.

Secció A

Segons el diagrama de moments M_{fl} de la Fig. 9.4 el parell flector que afecta la secció A es de 12.9 Nm, mentre que el parell torsor M_t te un valor de 4.6 Nm.

-Punt 1

En el punt 1, la tensió provocada per el parell flector es calcula segons l'(Eq. 9.33), tot tenint en compte, que a la flexió, la inèrcia total es deguda al propi eix i al casquet que conte l'espiga del cargol.

$$\sigma_{fp1} = K_{fp1} \frac{M_{fl}}{I_A} r_{p1} = 1.8 \cdot \frac{12.9}{7.85 \times 10^{-9}} \cdot 0.00403 = 11.98 \text{ MPa} \quad (\text{Eq. 9.33})$$

Per tant per aquest valor de la tensió es troba que la tensió mitja i alterna prenen els següents valors:

$$\begin{aligned} \sigma_{mfP1} &= 0 \text{ MPa} \\ \sigma_{afP1} &= 11.98 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (\text{Eq. 9.34})$$

L'esforç provocat per el parell torsor es calcula segons l'(Eq. 9.35), on la inèrcia a la torsió, correspon a la deguda per l'eix de l'espiga.



$$\tau_{tP1} = K_{tP1} \frac{M_t}{I_{PAP1}} r_{P1} = 1.45 \cdot \frac{4.6}{2,803 \times 10^{-9}} \cdot 0.00403 = 13.16 \text{ MPa} \quad (\text{Eq. 9.35})$$

La torsió alterna i la mitja queden com:

$$\begin{aligned} \tau_{mtP1} &= 6.5 \text{ MPa} \\ \tau_{afP1} &= 6.5 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (\text{Eq. 9.36})$$

Cal destacar que els coeficients intensificadors de les tensions tant a flexió com a torsió son extrets de la literatura tècnica.[21]

Un cop es tenen calculades les tensions mitjanes i alternes de cada cas, es poden calcular les tensions equivalents en el punt P1. Segons la teoria de l'energia màxima de distorsió, les tensions equivalents es poden calcular segons:

$$\begin{aligned} \sigma_{mtP1} &= \sqrt{0^2 + 3 \cdot 6.5^2} = 11.3 \text{ MPa} \\ \sigma_{afP1} &= \sqrt{11.9^2 + 3 \cdot 6.5^2} = 16.5 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (\text{Eq. 9.37})$$

-Punt 2

En el punt 2, la tensió provocada per el parell flector es calcula segons l'(Eq. 9.38), tot tenint en compte, que a la flexió, la inèrcia total es deguda al propi eix i al casquet que conte l'espiga del cargol, igual que en el punt 1.

$$\sigma_{fP2} = K_{fP2} \frac{M_{ft}}{I_A} r_{P2} = 1.8 \cdot \frac{12.9}{7.85 \times 10^{-9}} \cdot 0.00803 = 23.8 \text{ MPa} \quad (\text{Eq. 9.38})$$

Per tant per aquest valor de la tensió es troba que la tensió mitja i alterna prenen els següents valors:

$$\begin{aligned} \sigma_{mfP2} &= 0 \text{ MPa} \\ \sigma_{afP2} &= 23.8 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (\text{Eq. 9.39})$$

La torsió es calcula segons l'(Eq. 9.40), on la inèrcia a la torsió, correspon a la deguda pel casquet que uneix el trinquet i l'eix del vis sens fi..



$$\tau_{tP2} = K_{tP2} \frac{M_t}{I_{PAP2}} r_{P2} = 1.45 \cdot \frac{4.6}{1.29 \times 10^{-8}} \cdot 0.008 = 4.16 \text{ MPa} \quad (\text{Eq. 9.40})$$

La torsió alterna i la mitja queden com:

$$\begin{aligned} \tau_{mtP2} &= 2.08 \text{ MPa} \\ \tau_{atP2} &= 2.08 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (\text{Eq. 9.41})$$

Un cop es tenen calculades les tensions mitjanes i alternes de cada cas, es poden calcular les tensions equivalents en el punt P2. Segons la teoria de l'energia màxima de distorsió, les tensions equivalents es poden calcular segons:

$$\begin{aligned} \sigma_{mtP2} &= \sqrt{0^2 + 3 \cdot 2.08^2} = 3.6 \text{ MPa} \\ \sigma_{atP2} &= \sqrt{11.9^2 + 3 \cdot 2.08^2} = 12.4 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (\text{Eq. 9.42})$$

Secció B

Segons la Fig. 9.4 el parell flector transmès en la secció B es de 9.8 Nm, mentre que es transmet el parell torsor màxim, amb un valor d'11.2 Nm. En aquesta secció qualsevol punt està sotmès a la mateixa tensió si es desprecia la força tallant generada per el parell flector.

La tensió deguda al parell flector en l'empotrament es:

$$\sigma_{fB} = K_{fB} \frac{M_{ft}}{I_B} \frac{d_{Espiga}}{2} = 1.88 \cdot \frac{9.8}{1.4 \times 10^{-9}} \cdot \frac{0.013}{2} = 85.4 \text{ MPa} \quad (\text{Eq. 9.43})$$

El factor K_{fB} s'obté de la literatura tècnica[22], tenint en compte un radi d'entalla de 0.5 mm, i els diàmetres de l'espiga, s'obté un K_t de 2.1 i un factor d'efecte d'entalla $q=0.8$. Les tensions mitges i alternes es poden calcular com:

$$\begin{aligned} \sigma_{mfB} &= 0 \text{ MPa} \\ \sigma_{afB} &= 85.4 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (\text{Eq. 9.44})$$

La tensió tallant deguda al parell torsor que es transmet, es calcula segons:



$$\tau_{tB} = K_{fTB} \frac{M_t}{I_{PB}} \frac{d_{Espiga}}{2} = 1.32 \cdot \frac{11.2}{2,803 \times 10^{-9}} \cdot \frac{0.013}{2} = 34.28 \text{ MPa} \quad (\text{Eq. 9.45})$$

El factor K_{fTB} s'obté de la literatura tècnica [15], tot tenint en compte un radi d'entalla de 0.5 mm, i els diàmetres de l'espiga, s'obté un K_{ts} de 1.4 i un factor d'efecte d'entalla $q=0.8$. Les tensions mitges i alternes es poden calcular com:

$$\begin{aligned} \tau_{mtB} &= 17.1 \text{ MPa} \\ \tau_{atB} &= 17.1 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (\text{Eq. 9.46})$$

Ara ja es poden calcular les tensions equivalents segons la teoria de màxima energia de distorsió, per tant,

$$\begin{aligned} \sigma_{mB} &= \sqrt{0^2 + 3 \cdot 17.1^2} = 29.6 \text{ MPa} \\ \sigma_{aB} &= \sqrt{85.4^2 + 3 \cdot 17.1^2} = 90.4 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (\text{Eq. 9.47})$$

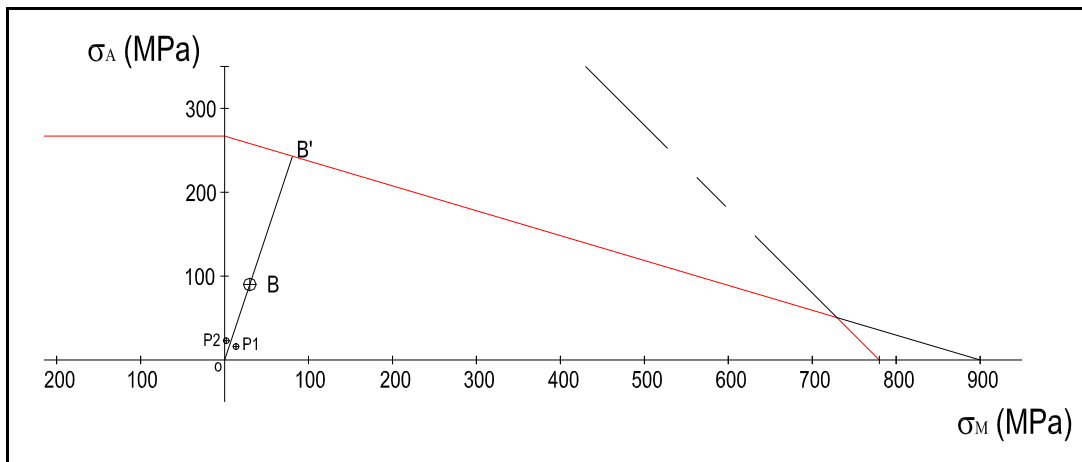


Fig. 9.5 Diagrama de Goodman per el vis sens fi SKF

Un cop s'han calculat les tensions equivalents de tots els punts sospitosos, es pot passar a representar els resultats sobre un diagrama de Goodman per flexió pura, per tant, el límit de fatiga es calcula prenent $k_f=1$, $k_d=0.85$, $k_s=0.7$, i queda,



$$S_f = k_l \cdot k_d \cdot k_s \cdot S_f' = 1 \cdot 0.85 \cdot 0.7 \cdot 0.5 \cdot 900 = 267 \text{ MPa} \quad (\text{Eq. 9.48})$$

En la Fig. 9.5 es veu que el punt més carregat es el corresponent a la secció B, i de mesura sobre el mateix diagrama, es pot calcular el coeficient de seguretat corresponent:

$$C_{s2} = \frac{\overline{OB'}}{\overline{OB}} = 2.6 \quad (\text{Eq. 9.49})$$

L'equació (Eq. 9.49) ens dona un coeficient de seguretat major de dos i per tant es considerarà que l'eix del vis sens fi SKF esta ben dimensionar per tenir una vida il·limitada a fatiga.

A.9.2.2. Càlcul espiga THOMSON ZG16x5R

En aquest cas, el cargol del vis sens fi esta fabricat de Cf53N DIN17230, amb $R_B=630$ MPa, i $R_S=380$ Nm.

La pressió de càlcul per aquest eix es, segons les limitacions trobades en punts anteriors, de 90 bar.

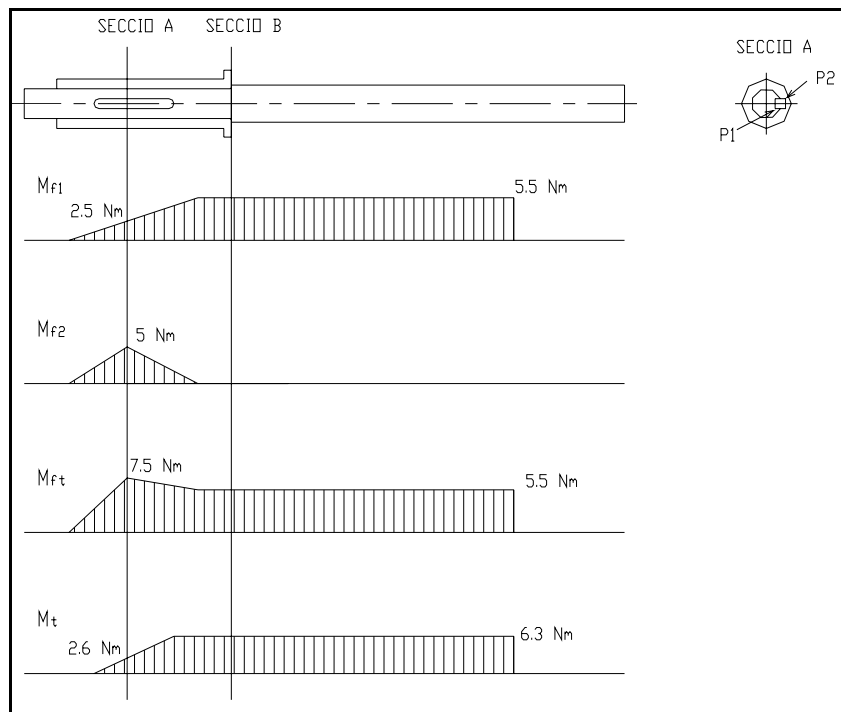


Fig. 9.6 Diagrama de moments per al vis sens fi THOMSON



Per tant la força axial reacció de la pressió, tindrà un valor de 5541 N. Aquesta es la força màxima que aguantarà el vis sens fi en un cicle. La força mínima serà la corresponent a quan el dosificador es queda amb pressió residual després de la recarrega, però en aquest treball es considera que es 0.

El parell flector que actua en el cargol del vis sens fi es la força axial multiplicada per l'excentricitat màxima deguda al acoblament. Aquesta es d'un mil·límetre, mentre que el parell flector es de 5.54 Nm.

La força de la corretja es calcula segons (Eq. 6.6) amb les dades corresponents, i s'obté que la força aproximada màxima es de 393 N. El parell flector en la secció A degut a aquesta força es 5 Nm.

El parell torsor que es transmet per l'espiga del vis sens fi es igual a la força de la corretja multiplicada per el radi primitiu de la politja conduïda. Per tant el parell torsor transmès total es 6.3 Nm.

Secció A

Segons el diagrama de moments M_{ft} de la Fig. 9.6, el parell flector que afecta la secció A es de 7.5 Nm, mentre que el parell torsor M_t te un valor de 2.6 Nm.

-Punt 1

En el punt 1, la tensió provocada per el parell flector es calcula segons l'(Eq. 9.50), tot tenint en compte, que a la flexió, la inèrcia total es deguda al propi eix i al casquet que conte l'espiga del cargol.

$$\sigma_{fP1} = K_{fP1} \frac{M_{ft}}{I_A} r_{P1} = 1.8 \cdot \frac{7.5}{7.85 \times 10^{-9}} \cdot 0.00403 = 6.95 \text{ MPa} \quad (\text{Eq. 9.50})$$

Per tant per aquest valor de la tensió es troba que la tensió mitja i alterna prenen els següents valors:

$$\begin{aligned} \sigma_{mfP1} &= 0 \text{ MPa} \\ \sigma_{afP1} &= 6.95 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (\text{Eq. 9.51})$$

La torsió es calcula segons l'(Eq. 9.52), on la inèrcia a la torsió, correspon a la deguda per l'eix de l'espiga.



$$\tau_{tP1} = K_{tP1} \frac{M_t}{I_{PAP1}} r_{P1} = 1.45 \cdot \frac{2.6}{2,803 \times 10^{-9}} \cdot 0.00403 = 5.42 \text{ MPa} \quad (\text{Eq. 9.52})$$

La torsió alterna i la mitja queden com:

$$\begin{aligned} \tau_{mtP1} &= 2.7 \text{ MPa} \\ \tau_{atP1} &= 2.7 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (\text{Eq. 9.53})$$

Un cop es tenen calculades les tensions mitjanes i alternes de cada cas, es poden calcular les tensions equivalents en el punt P1. Segons la teoria de l'energia màxima de distorsió, les tensions equivalents es poden calcular segons:

$$\begin{aligned} \sigma_{mtP1} &= \sqrt{0^2 + 3 \cdot 2.7^2} = 4.7 \text{ MPa} \\ \sigma_{atP1} &= \sqrt{6.95^2 + 3 \cdot 2.71^2} = 8.3 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (\text{Eq. 9.54})$$

-Punt 2

En el punt 2, la tensió provocada per el parell flector es calcula segons l'(Eq. 9.55), tot tenint en compte, que a la flexió, la inèrcia total és deguda al propi eix i al casquet que conte l'espiga del cargol, igual que en el punt 1.

$$\sigma_{fP2} = K_{fP2} \frac{M_{ft}}{I_A} r_{P2} = 1.8 \cdot \frac{7.5}{7.85 \times 10^{-9}} \cdot 0.00803 = 13.8 \text{ MPa} \quad (\text{Eq. 9.55})$$

Per tant per aquest valor de la tensió es troba que la tensió mitja i alterna prenen els següents valors:

$$\begin{aligned} \sigma_{mfP2} &= 0 \text{ MPa} \\ \sigma_{afP2} &= 13.8 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (\text{Eq. 9.56})$$

La torsió es calcula segons l'(Eq. 9.57), on la inèrcia a la torsió, correspon a la deguda per el casquet que uneix el trinquet i l'eix del vis sens fi.

$$\tau_{tP2} = K_{tP2} \frac{M_t}{I_{PAP2}} r_{P2} = 1.45 \cdot \frac{2.6}{1.29 \times 10^{-8}} \cdot 0.008 = 2.3 \text{ MPa} \quad (\text{Eq. 9.57})$$

La torsió alterna i la mitja queden com:



$$\begin{aligned}\tau_{mtP2} &= 1.15 \text{ MPa} \\ \tau_{atP2} &= 1.15 \text{ MPa}\end{aligned}\quad (\text{Eq. 9.58})$$

Un cop es tenen calculades les tensions mitjanes i alternes de cada cas, es poden calcular les tensions equivalents en el punt P2. Segons la teoria de l'energia màxima de distorsió, les tensions equivalents es poden calcular segons:

$$\begin{aligned}\sigma_{mtP2} &= \sqrt{0^2 + 3 \cdot 1.15^2} = 2 \text{ MPa} \\ \sigma_{atP2} &= \sqrt{13.8^2 + 3 \cdot 1.15^2} = 13.9 \text{ MPa}\end{aligned}\quad (\text{Eq. 9.59})$$

Secció B

Segons la Fig. 9.6 el parell flector transmès en la secció B es de 5.5 Nm, mentre que es transmet el parell torsor màxim, amb un valor d'6.3 Nm. En aquesta secció qualsevol punt està sotmès a la mateixa tensió si es desprecia la força tallant.

La tensió deguda al parell flector en l'encastament es:

$$\sigma_{fB} = K_{ffB} \frac{M_{ft}}{I_B} \frac{d_{Espiga}}{2} = 1.75 \cdot \frac{5.5}{1.4 \times 10^{-9}} \cdot \frac{0.013}{2} = 45 \text{ MPa} \quad (\text{Eq. 9.60})$$

El factor K_{ffB} s'obté de la literatura tècnica[22], tenint en compte un radi d'entalla de 0.5 mm, i els diàmetres de l'espiga, s'obté un K_t de 2.1 i un factor d'efecte d'entalla $q=0.68$. Les tensions mitges i alternes es poden calcular com:

$$\begin{aligned}\sigma_{mfB} &= 0 \text{ MPa} \\ \sigma_{afB} &= 45 \text{ MPa}\end{aligned}\quad (\text{Eq. 9.61})$$

La tensió tallant deguda al parell torsor que es transmet, es calcula segons:

$$\tau_{tB} = K_{ftB} \frac{M_t}{I_{PB}} \frac{d_{Espiga}}{2} = 1.32 \cdot \frac{6.3}{2,803 \times 10^{-9}} \cdot \frac{0.013}{2} = 19.3 \text{ MPa} \quad (\text{Eq. 9.62})$$



El factor K_{ffB} s'obté de la literatura tècnica [15], tot tenint en compte un radi d'entalla de 0.5 mm, i els diàmetres de l'espiga, s'obté un K_{ts} de 1.4 i un factor d'efecte d'entalla $q=0.8$. Les tensions mitges i alternes es poden calcular com:

$$\begin{aligned} \tau_{mtB} &= 9.6 \text{ MPa} \\ \tau_{atB} &= 9.6 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (\text{Eq. 9.63})$$

Ara ja es poden calcular les tensions equivalents segons la teoria de màxima energia de distorsió, per tant,

$$\begin{aligned} \sigma_{mB} &= \sqrt{0^2 + 3 \cdot 9.64^2} = 16.7 \text{ MPa} \\ \sigma_{aB} &= \sqrt{45^2 + 3 \cdot 9.64^2} = 48 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (\text{Eq. 9.64})$$

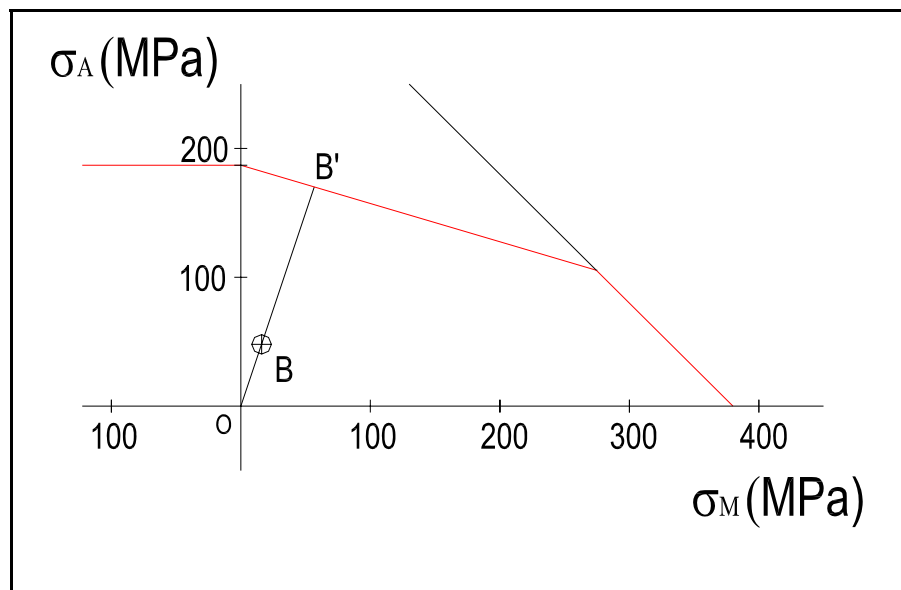


Fig. 9.7 Diagrama de Goodman per el vis sens fi Thomson

Un cop s'han calculat les tensions equivalents de tots els punts sospitosos, es pot passar a representar els resultats sobre un diagrama de Goodman per flexió pura, per tant, el límit de fatiga es calcula prenent $k_f=1$, $k_d=0.85$, $k_s=0.7$, i queda,

$$S_f = k_f \cdot k_d \cdot k_s \cdot S_f' = 1 \cdot 0.85 \cdot 0.7 \cdot 0.5 \cdot 630 = 187 \text{ MPa} \quad (\text{Eq. 9.65})$$



En la Fig. 9.5 es veu que el punt més carregat és el corresponent a la secció B, i de mesura sobre el mateix diagrama, es pot calcular el coeficient de seguretat corresponent:

$$C_{s2} = \frac{\overline{OB'}}{OB} = 3.5 \quad (\text{Eq. 9.66})$$

L'equació (Eq. 9.66) ens dona un coeficient de seguretat major de tres i per tant es considerarà que l'eix del vis sens fi Thomson està ben dimensionat per tenir una vida il·limitada a fatiga.



A.10. Referències bibliogràfiques

- [1] MATAIX,C.*Mecanica de fluidos i maquinas hidraulicas*.1986. p212-213.
- [2] MATAIX,C.*Mecanica de fluidos i maquinas hidraulicas*.1986. p285.
- [3] SKF *Husillos de rodillos* Cataleg 4351ES-2005-06. p 38
- [4] Ing.Antonio Ortega Pellicer *Formulario para el calculo de vigas*.CEM 1979. p30 i 53.
- [5] Neugart *Precision planetary gear boxes catalog*. Cataleg PDF n°09-2005 p 6.
- [6] Neugart *Precision planetary gear boxes catalog*. Cataleg PDF n°09-2005 p 12.
- [7] Neugart *Precision planetary gear boxes catalog*. Cataleg PDF n°09-2005 p 16.
- [8] Rexroth *Rexroth IndraDyn S Synchronous Motors MSK*. Cataleg n° R911296289 Editon 02. p.1-1.
- [9] Busak+Shamban *SLYDRING-WEAR RINGS*.Cataleg Edition November 2003.p7
- [10] Niemann, G.*Elementos de maquinas*. CPDA. p50.
- [11] Gere & Timoshenko. *Mecanica de materiales*. Thomson editores.Quarta edicio. 1998. p558.
- [12] Juvinall, R.C. *Fundamentos de diseño para ingeniería mecánica*. Editorial Limusa.2002. Capítols 4 i 8.
- [13] Niemann, G.*Elementos de maquinas*. CPDA. p118.
- [14] J.Bigordà, J.Fenollosa *La fatiga dels elements mecànics*. Edicions UPC 1993. Colecció TEM n° 3. p35. Figura 3.13.
- [15] J.Bigordà, J.Fenollosa *La fatiga dels elements mecànics*. Edicions UPC 1993. Colecció TEM n° 3. p36. Figura 3.14.
- [16] Juvinall, R.C. *Fundamentos de diseño para ingeniería mecánica*. Editorial Limusa.2002. p201, Equacio (6.7).
- [17] Niemann, G.*Elementos de maquinas*. CPDA. Punt 10.8 p220.



- [18] Gates *PowerGrip GT3.Design Manual*.Gates Europe nv2005.p22.
- [19] Gates *PowerGrip GT3.Design Manual*.Gates Europe nv2005.p23.
- [20] Gates *PowerGrip GT3.Design Manual*.Gates Europe nv2005.p129.
- [21] Juvinall, R.C. *Fundamentos de diseño para ingeniería mecánica*. Editorial Limusa.2002. p598,Figura 17.8).
- [22] J.Bigordà, J.Fenollosa *La fatiga dels elements mecànics*. Edicions UPC 1993. Colecció TEM nº 3. p36. Figura 3.15.

