

Sumari dels annexes

SUMARI DELS ANNEXES	1
ANNEX 1. CÀLCULS	3
1.1. Els rodaments	3
1.2. L'accionament	5
1.3. La transmissió	8
ANNEX 2. PRESSUPOST ECONÒMIC	13
ANNEX 3. MATERIALS. ACERS INOXIDABLES	15
ANNEX 4. PLÀNOLS	17
ANNEX 5. DOCUMENTS I CATÀLEGS	19





Annex 1. Càlculs

1.1. Els rodaments

La primera cosa a calcular per a poder després comprovar si la vida dels rodaments escollits és adient, són les forces que actuen sobre aquests:

Tot el càlcul que segueix està fet sobre un pla vertical que talli l'eix i és per això que no es parla per exemple de "tangent a l'hèlix" sinó simplement de "horitzontal". Es consideren 1900 N aplicats horitzontalment sobre l'hèlix (que poden anar en els dos sentits) i 5750 N aplicats verticalment i cap avall segons els càlculs de l'*apartat 4.2.1* de la *memòria*. També es consideren 3670 N aplicats horitzontalment a la politja i cap a fora de l'eix que provenen del tensat de la corretja, calculat a l'*apartat 1.3* d'aquesta *annexa 1*. La distància entre l'hèlix i el rodament rígid és de 250 mm, entre ambdós rodaments hi ha 300 mm i entre el rodament en tàndem i la politja es conten 250 mm més. El pes del conjunt suportat pel rodament en tàndem (eix, hèlix, politja i anell interior del rodament rígid) es considera de 1500 N.

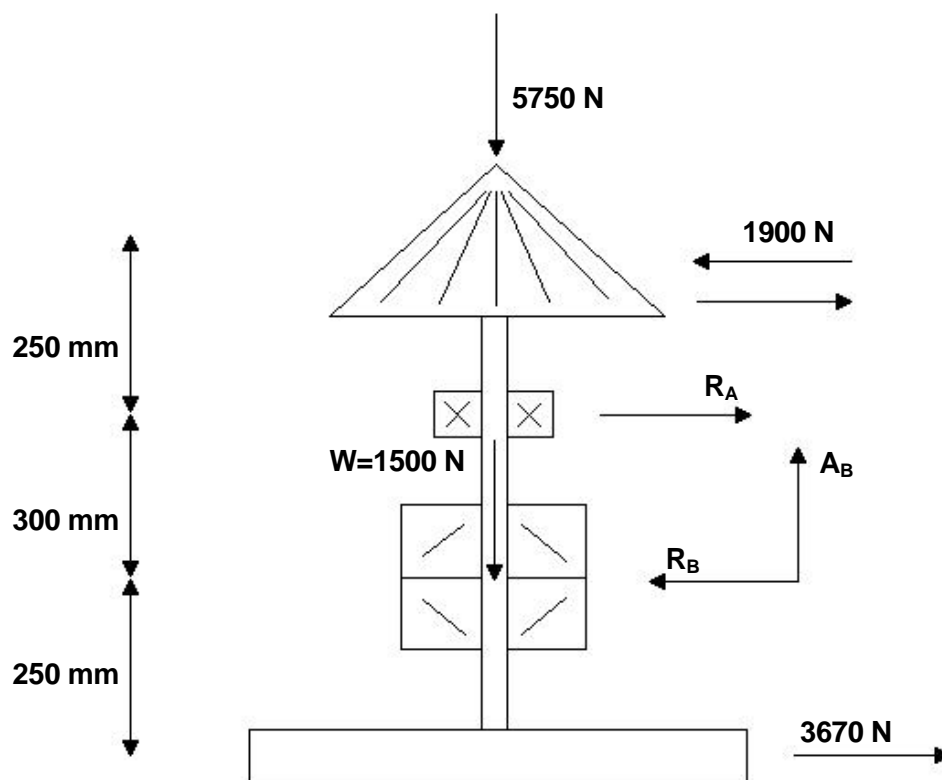


Fig. 1.1 Esquema de forces del conjunt hèlix-eix-politja-rodaments



Segons aquesta disposició de forces i considerant dos possibles casos que coincideixen amb els dos possibles sentits de la força horitzontal aplicada sobre l'hèlix, es calculen les reaccions radials sobre els dos rodaments (R_A i R_B) i la reacció axial sobre el rodament en tàndem (A_B).

L'equació a resoldre (realment dos, pel signe \pm que diferencia un cas de l'altre) és:

$$3670 \cdot 250 = R_A \cdot 300 \pm 1900 \cdot 550 \quad (\text{Eq.})$$

I així obtenim les reaccions:

	Cas A	Cas B
R_A	6541.67 N	-425 N
R_B	8311.67 N	5145 N
A_B	7250 N	7250 N

Fig. 1.2 Taula de resultats de les forces que actuen sobre els rodaments

A partir d'aquest punt, es tria el cas més desfavorable (cas A) i no es majoren les forces ja que suposem que no hi ha càrregues de xoc ($f_k \cdot f_d \approx 1$). Així, amb aquestes forces sobre els rodaments, es calcula la vida de cadascun utilitzant les fórmules:

$$P_A = R_A \quad (\text{Eq. 1.2})$$

$$P_B = 0.63 \cdot R_B + 1.24 \cdot A_B, \text{ si } \frac{A_B}{R_B} > 0.8 \quad (\text{Eq. 1.3})$$

$$f_n = \sqrt[3]{33.3/n} \quad (\text{Eq. 1.4})$$

$$f_{L_i} = C_i / P_i \cdot f_n \quad (\text{Eq. 1.5})$$

$$f_{L_i} = \sqrt[3]{L_{h_i}/500} \quad (\text{Eq. 1.6})$$



Si $n=400$ rpm i pel rodament **SKF 6019** $C_A=63700$ N, llavors s'obté que $L_h=38445$ h que equival a una vida de **16.02 anys**. En el cas d'escollir un SKF 6219 la vida hagués estat de 35.44 anys però no obtindríem el muntatge desitjat.

Si pel rodament **SKF 3318** $C_B=195000$ N, s'obté una vida de $L_h=107195.76$ h que equival a **44.67 anys**. En el cas d'escollir un SKF 3219 la vida seria de 14.49 anys, que trobem insuficient.

1.2. L'accionament

Primer es mostren uns breus càlculs per a comprovar que la velocitat de rotació real del motor i la relació de reducció real, no varien substancialment respecte de les teòriques i per tant el motor ha estat ben escollit.

$$M_{R'} = M_R / i \cdot n \quad (\text{Eq. 1.7})$$

$$n_{motor} = M_{R'} \cdot \frac{n_N - n_S}{M_N} + n_S \quad (\text{Eq. 1.8})$$

$$i_{real} = n_{motor} / n_{politja} \quad (\text{Eq. 1.9})$$

Segons l'equació 1.7 el moment resistent del ròtor reduït a l'eix del motor sortirà $M_{R'}=1700$ N / (2.5·0.95) = 715.79 Nm. Llavors, sabent que $n_N=980$ rpm, $n_S=1000$ rpm, $M_N=877$ Nm i aplicant l'equació 1.8 s'obindrà una **velocitat real** del motor de **983.68 rpm**, el que representa una desviació respecte de la velocitat nominal d'un 0.374% (casi perfecte). Si es calcula ara segons l'equació 1.9 la relació de reducció real ($n_{politja}=400$ rpm) aquesta resultarà de **2.4592** que és al cap i a la fi pràcticament la desitjada.

Una vegada fets aquests primers números es procedeix a calcular el temps d'engegada necessari pel motor per tal d'accelerar tota la massa del ròtor fins a la velocitat desitjada. Abans d'entrar pròpiament en aquests càlculs, esmentar que el valor del moment d'inèrcia reduït a la direcció de gir s'ha pogut trobar gràcies a l'eina de càlculs massics del programa de disseny en 3D SolidWorks. Tots els moments d'inèrcia de cada cos individualment es presenten a continuació a la següent taula.



Nom de l'element	Moment d'inèrcia en g·mm ²
Eix	41 217 287.72
Hèlix	1 069 272 582.93
Politja conduïda	43 771 711 422.01
Politja conductora	1 538 464 035.77
Anell interior del rodament rígid de boles	5 140 656.74
Anell interior del rodament en tàndem	589 098.04
Distanciador (nº14)	669 260.39
Distanciador (nº15)	34 785.13
Cargol (nº16)	110 677.16
Anell elàstic (nº21)	134 240.54
Vorlandera Belleville (nº26)	2 411.60
Vorlandera Belleville (nº27)	2 919.40
Cargol (nº32)	61 676.29

Fig. 1.3 Taula de moments d'inèrcia reduïts a l'eix de gir de cada element rotatori

Si se sumen tots els valors de la taula anterior, es passen les unitats a kg·m² i es suma el moment d'inèrcia del propi motor (5 kg·m²) s'obté que el moment d'inèrcia que haurà de vèncer el motor a la seva engegada serà de **51.43kg·m²**.

Per calcular el temps d'engegada del motor utilitzat es considerarà la corba característica d'aquest dividida en dos trams rectilinis, una a alçada M_1 fins a la velocitat n_1 i l'altra a M_2 fins a n_N .



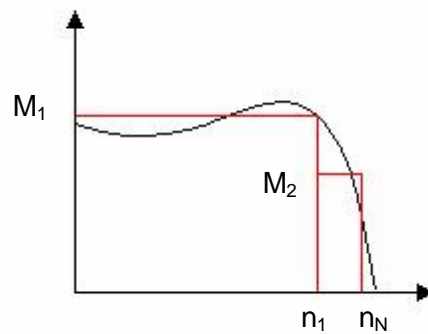


Fig. 1.4 Simplificació de la corba característica del motor

Els valors de les tres variables citades més l'acceleració i el temps d'acceleració a cada tram, es calculen tot seguit mitjançant les fórmules:

$$M_1 = \frac{M_{max} + M_{arr}}{2} \quad (\text{Eq. 1.10})$$

$$n_1 = \frac{n_N - n_S}{M_N} \cdot M_1 + n_S \quad (\text{Eq. 1.11})$$

$$M_2 = \frac{2 \cdot M_1 + M_N}{3} \quad (\text{Eq. 1.12})$$

$$a_i = \frac{M_i}{J} \quad (\text{Eq. 1.13})$$

$$t_i = \frac{\Delta w_i}{a_i} \quad (\text{Eq. 1.14})$$

Segons les fórmules anteriors i sabent que $M_{max}=2017.1$ Nm, $M_{arr}=2192.5$ Nm, $M_N=877$ Nm, $n_S=1000$ rpm, $n_N=980$ rpm i $J=51.43$ kg·m² es pot obtenir fàcilment els valors de M_1 , n_1 , a_1 , M_2 i a_2 que són respectivament 2104.8 Nm, 952 rpm, 40.926 rad/s², 1695.53 Nm i 32.968 rad/s². Una vegada calculades aquestes variables fem $\Delta w_1=952 \cdot \pi/30$ per obtenir que $t_1=2.436$ s i $\Delta w_2=(980-952) \cdot \pi/30$ per trobar que $t_2=0.0889$ s. Per acabar, es sumen els temps dels dos trams i en resulta el **temps total d'acceleració** que el motor emprat al pulper necessitarà. Aquest temps és de **2.525 s**.

Aquest temps és prou correcte i no ocasionarà cap problema de sobreescalfament al motor per la qual cosa ja podem afirmar definitivament que el motor escollit serà adient per a aquesta aplicació. Si en un futur es volgués reduir aquest temps (cosa que no hauria de caler



mai), la millor via per aconseguir-ho seria la de modificar el disseny de la politja conduïda per tal de reduir el seu moment d'inèrcia ja que aquest és el més alt que el motor ha de vèncer.

1.3. La transmissió

La primera cosa a decidir en la transmissió serà el diàmetre de les politges utilitzades, els quals determinaran la relació de reducció. Es decideix fer la tria d'entre diàmetres normalitzats de politges per a corretges planes (DIN 111). Segons això i sabent que la relació de transmissió ideal que es desitja és de 2.46, es decideix que la millor opció és agafar **$d_1=450$ mm** i **$d_2=1120$ mm**. Això dona una relació de reducció de 2.48889 que implica una velocitat de rotació del ròtor de 395.23 rpm (un error del 1.19% sobre les 400 rpm inicials).

Seguint la regla que descriu l'*equació 1.15* a continuació, es decideix prendre una distància entre centres de politja de **$e=1100$ mm** ja que com el dipòsit del pulper tindrà un radi aproximat de 1300 mm, així el motor podrà anar collat a una de les potes o a un suport fixat a elles.

$$d_1 + d_2 \approx (1.5 - 1.9) \cdot e \quad (\text{Eq. 1.15})$$

$$v_{1_{max}} = d_1 \cdot n_{rotor} \cdot \pi / 30 = d_2 \cdot n_{rotor} \cdot \pi / 30 = v_{2_{max}} \quad (\text{Eq. 1.16})$$

La velocitat màxima de la corretja al pas per les politges, segons l'*equació 1.16* anterior, serà de **46.355 m/s**. Aquesta velocitat és perfectament tolerable en corretges multicapa com la que s'utilitzarà al pulper.

Ara es calcula l'angle α que relaciona els angles de contacte β_1 i β_2 de la corretja amb les politges amb els 180° . Amb aquest angle α es troba la longitud de corretja requerida. Les fórmules aplicades seran:

$$\sin \alpha = \frac{d_2 - d_1}{2e}, \beta_1 = 180^\circ - 2\alpha, \beta_2 = 180^\circ + 2\alpha \quad (\text{Eq. 1.17})$$

$$L = 2e \cos \alpha + (d_1 + d_2) \cdot \pi / 2 + (d_2 - d_1) \cdot \alpha \quad (\text{Eq. 1.18})$$

Gràcies a aquestes equacions es troba que $\alpha=17.731^\circ$, $\beta_1=144.538^\circ$, $\beta_2=215.462^\circ$ i **$L=4768.98$ mm \approx 4770 mm**.



Es procedeix a calcular ara un seguit de variables com tensions a la corretja o el gruix d'aquesta i definir una sèrie de valors que es necessitaran posteriorment per tal de calcular altres tensions produïdes així com l'amplada i el número de corretges necessàries. Les fórmules són les següents:

$$F_t = \frac{P/w_1}{d_1/2} \quad (\text{Eq. 1.19})$$

$$s/d_1 \approx 0.01 - 0.03 \quad (\text{Eq. 1.20})$$

$$\sigma_{fl} = E_{fl} \cdot s/d_1 \quad (\text{Eq. 1.21})$$

$$\sigma_{adm}^5 \cdot n = c = 3.5 \cdot 10^{11}, n = 2D^{v_{1max}}/L \quad (\text{Eq. 1.22})$$

$$\sigma_{dml} = \sigma_{fl} + \sigma_2 \quad (\text{Eq. 1.23})$$

$$m_{lim} = e^{\mu \cdot \beta_1} \quad (\text{Eq. 1.24})$$

$$C_s = 1.3(1.3 - 1.5) \quad (\text{Eq. 1.25})$$

Segons l'equació 1.19 la força tangencial suportada per la corretja serà 3237.39 N. Seguint la recomanació de l'equació 1.20 per a corretges multicapa com la que es vol utilitzar, escollirem un gruix de **s=5.9 mm** per a la nostra corretja. Aplicant l'equació 1.21 se sap que la tensió de flexió és de 0.655 MPa. Trobant prèviament n (209.91E6) s'arriba a una **tensió admissible de 4.41 MPa** (Eq. 1.22) i després a que $\sigma_2=3.754$ MPa (Eq. 1.23). Per acabar es necessita saber el valor de m_{lim} , 6.865 i que el coeficient de seguretat pres serà de 1.3 (Eq. 1.24 i 1.25).

Una vegada es tenen els valors calculats al paràgraf anterior, s'utilitza un sistema de quatre equacions per a trobar l'amplada (b) i tres tensions (σ_t σ_c σ_0):

$$\sigma_t = F_t/b_s \quad (\text{Eq. 1.26})$$

$$\sigma_c = \rho \cdot v^2/b_s \quad (\text{Eq. 1.27})$$

$$\sigma_0 = \sigma_c + 1/2 \cdot C_s \cdot \sigma_t \cdot \frac{m_{lim} + 1}{m_{lim} - 1} \quad (\text{Eq. 1.28})$$

$$\sigma_2 = \sigma_0 + 1/2 \cdot \sigma_t \quad (\text{Eq. 1.29})$$



Així es troba que $b = 200.612 \text{ mm} \approx 200 \text{ mm}$, que $\sigma_t = 2.7436 \text{ MPa}$, que $\sigma_c = 0.00228 \text{ MPa}$ i que $\sigma_0 = 2.3937 \text{ MPa}$. Multiplicant σ_0 per b i s (secció de la corretja) s'obté que $F_0 = 2824.57 \text{ N}$.

Per finalitzar, es comprova el fet que només es necessita **una corretja** com la projectada perquè $\sigma_2 \leq \sigma_{adm}$ ($3.754 \leq 4.41$).

Una vegada escollida la transmissió per corretja s'ha de fer els càlculs de comprovació de patinament general, del coeficient de seguretat i de la vida a fatiga, com també se n'ha de dissenyar el tensat. Primer presentarem totes les fórmules necessàries pels càlculs de

$$\sigma_1 = \sigma_2 - \sigma_t \quad (\text{Eq. 1.30})$$

$$\frac{F_2'}{F_1'} = \frac{F_2 - F_c}{F_1 - F_c} = \frac{\sigma_2 - \sigma_c}{\sigma_1 - \sigma_c} = m \quad (\text{Eq. 1.31})$$

$$\sigma_{t_{lim}} = 2(\sigma_0 - \sigma_c) \frac{m_{lim} - 1}{m_{lim} + 1}, C_0 = \frac{\sigma_{t_{lim}}}{\sigma_t} \quad (\text{Eq. 1.32})$$

$$\sigma_D = \sigma_2 + \sigma_{fl_1}, \sigma_C = \sigma_2 + \sigma_{fl_2} \quad (\text{Eq. 1.33})$$

$$n_D = \frac{c}{\sigma_D^5}, n_C = \frac{c}{\sigma_C^5} \quad (\text{Eq. 1.34})$$

$$n' = \frac{1}{\frac{1}{n_C} + \frac{1}{n_D}}, D = n' \cdot \frac{L \cdot 10^5}{v \cdot 3600} \quad (\text{Eq. 1.35})$$

comprovació:

Segons les fórmules anteriors es té que $\sigma_1 = 1.0219 \text{ MPa}$ i així que $m = 3.691 \leq m_{lim}$ i per tant no hi haurà patinament general. També es troba que $\sigma_{t_{lim}} = 3.567 \text{ MPa}$ i que $C_0 = 1.29997$ o sigui el coeficient de seguretat 1.3 previst.

Pel que fa a la vida a fatiga σ_D i σ_C són 4.4211 i 4.0289 MPa respectivament i amb elles es troba que n_D i n_C valen 207.2E6 i 329.7E6 cicles. Amb els valors de n_C i n_D es troba el de n' que és de 127.244E6 cicles, i amb aquest, que la **vida a fatiga (D) de la corretja** serà de 3637 h que equival aproximadament a **un any i mig**.



Ara només resta per determinar el tensat de la corretja perquè aquesta treballi correctament. En principi la força de tensat seria $F_0' = F_0 \cdot C_S \approx 3670$ N. Aquesta força seria per a contrarestar la pèrdua de tensió a la corretja durant el rodatge de la mateixa i s'exerciria desplaçant el motor i, amb ell la polítilja conductora.

A la pràctica, el fabricant de la corretja escollida (Siegling) diu que per al seu tensat aquesta ha de ser perllongada entre el 1.5% i el 3% de la seva longitud. S'agafa doncs un valor intermig i es calcula que $L' = (2.25/100 + 1)L = 4877.325$ mm i que per tant $\Delta L = 107.325$ mm. Amb aquesta L' i l'equació 1.18 es calcula e' que surt de 1156.87 mm i així s'obté definitivament que l'increment de distància a efectuar entre els eixos de les polítilges per tal que el tensat sigui efectiu serà de $\Delta e = 56.87$ mm \approx **57 mm**.





Annex 2. Pressupost econòmic

Primerament s'ha d'especificar que el pressupost econòmic d'aquest projecte consta de dues parts. Per una banda es proporciona el preu de venda del projecte corresponent al disseny i desenvolupament del mateix i per altra, es dona el cost de fabricació que tindria la màquina perquè, d'aquesta manera, el possible comprador del projecte tingui una idea força acurada del que suposaria dur a terme físicament la màquina.

El preu de disseny i desenvolupament del pulper consta de quatre parts: el disseny, el prototipus, els assaigs i el redisseny. El cost de disseny del projecte és de 25200 euros, que es divideixen en 400 hores d'enginyer a 54 euros l'hora i en 100 hores de delineació a 36 euros cadascuna. S'ha valorat el prototipus en 11500 euros que provenen dels 31529.74 euros que després es veurà que costa la fabricació del pulper, menys el preu al que s'estima que es vendria el prototipus després de treballar sobre ell i d'ajustar-lo. S'ha valorat el cost dels assaigs en 3000 euros i el de redisseny en el 20% del cost de disseny, 5000 euros. Donat això s'obté un cost de disseny i desenvolupament de 44700 euros. Si sobre aquest valor se li aplica entre un 10 i un 11% corresponent als beneficis que es poden esperar obtenir de la venda del projecte, en resulta un **preu final de venda del projecte de 50000 euros**.

A continuació s'especifica el cost de fabricació de la màquina. La informació inclosa en aquest pressupost s'ha obtingut de dues maneres diferenciades. La primera és trucant a les empreses distribuïdores o fabricants de cada peça inclosa a la màquina preguntant pels preus de venda dels seus productes. La segona, tenint en compte el preu del material utilitzat, el mètode de fabricació i el possible preu de la mà d'obra apropiada i extrapolant el preu de fabricació de la peça en qüestió. Segons això, s'ha arribat a un **preu de fabricació del pulper de 31529.74 euros** segons es mostra detalladament a la pàgina següent. Simplement esmentar que els preus per a pulpers similars d'algunes empreses de la competència estan al voltant dels 36000 euros i és per això que podem afirmar que la màquina objecte d'aquest projecte seria econòmicament competitiva al mercat paperer.





Annex 3. Materials. Acers inoxidable

En aquest apartat es pretén fer una breu explicació sobre els acers inoxidable utilitzats, el perquè de la seva utilització i les seves característiques principals.

Els acers inoxidable utilitzats són quatre: F-3504, F-3534, F-3535 i F-3309. A continuació es mostra l'equivalència en les nomenclatures entre algunes normes.

UNE (Espanya)	AISI (Amèrica)	DIN (Alemanya)	Nº d'estandar
F-3504	304	X5CrNi18-10	1.4301
F-3534	316	X5CrNiMo17-12	1.4401
F-3533	316 L	X2CrNiMo17-12	1.4404
F-3535	316 Ti	X6CrNiMoTi17-12	1.4571
F-3309	329	X3CrNiMoN27-5-2	1.4460

Fig. 1.5 Equivalència entre nomenclatures pels acers inoxidable utilitzats

L'acer F-3504 és l'acer inoxidable d'utilització més extensa (al voltant de la meitat de la producció mundial). És un acer inoxidable austenític de classe crom-níquel, té una resistència a la corrosió ordinària, alta ductilitat, excel·lent conformabilitat, una durabilitat força acceptable i resisteix la majoria dels productes químics.

L'acer F-3533 té característiques mecàniques i de fabricació similars a les del F-3504 però, com aquest inclou entre un 2 i un 3% de molibdè, té una millor resistència a la corrosió i especialment a ambients marins. Resisteix les solucions de sodi i calci, les d'hipoclorits, l'àcid fosfòric, els sulfits líquids i els àcids sulfurosos que s'utilitzen a la indústria paperera. També té una elevada resistència a la fluència a elevades temperatures i una bona resistència al calor. Fins aquí totes les propietats són aplicables també al F-3534 i al F-3535. L'acer F-3533 té més resistència a la corrosió que el F-3534 i també millor resistència a la corrosió intergranular en front a la soldadura i als esforços de tensió. També té un contingut més baix de carboni per la qual cosa serà un material més dur.

No es comentarà massa més del que ja s'ha fet a l'apartat anterior l'acer del tipus F-3535, només dir que serà utilitzat per a les xavetes ja que el fabricant de les mateixes les fa en aquest material.

Per acabar, l'acer F-3309 és un acer inoxidable austenoferrític i la raó de la seva utilització és que té unes característiques mecàniques considerablement millors que els materials anteriorment



comentats. També té una millor resistència a la corrosió de manera general i especialment en front de l'acció de altes temperatures i d'àcids. Per això s'utilitza a l'hèlix i a la placa colador ja que són les peces més sol·licitades i més importants de la màquina.

A continuació es presenta una taula on, a més de la composició de cada acer, s'hi ha afegit algunes característiques importants:

	F-3504 (304)	F-3534 (316)	F-3533 (316L)	F-3535 (316Ti)	F-3309 (329)
%C	≤ 0.08	≤ 0.08	≤ 0.03	≤ 0.08	≤ 0.1
%Cr	18-20	16-18	16-18	16.5-18.5	± 28
%Fe	66.345-74	62.345-72	62.395-72	± 65	± 63
%Mn	≤ 2	≤ 2	≤ 2	≤ 2	≤ 2
%Mo	-	2-2.5	2-2.5	2-2.5	± 1.5
%Ni	8-10.5	10-14	10-14	11.5-14	± 4.5
%P	≤ 0.045	≤ 0.045	≤ 0.045	≤ 0.045	≤ 0.04
%S	≤ 0.03	≤ 0.03	≤ 0.03	≤ 0.03	≤ 0.03
%Si	≤ 1	≤ 1	≤ 1	≤ 1	≤ 1
Duresa (Roc.B)	70	79	79	79	96
Límit elàstic	215 MPa	290 MPa	290 MPa	290 MPa	550 MPa
Límit a rotura	505 MPa	580 MPa	560 MPa	620 MPa	725 MPa
Elong. a rotura	70%	50 %	50%	45%	25%
Mòd. elasticitat	193-200 Gpa	193 Gpa	193 GPa		
Assaig Charpy	325 J	105 J	103 J		54 J
Preu relatiu	100%	125%	125%	125%	150%

Fig. 1.6 Composició i característiques principals dels acers inoxidable utilitzats



Annex 4. Plànols

Els 10 plànols que detallen el disseny del pulper objecte d'aquest projecte es troben a la carpeta etiquetada de la mateixa manera que aquest apartat.





Annex 5. Documents i catàlegs

